



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Joonas Hallikainen

HYDRAULIKÄYTTÖISEN PUTKILÄVISTIMEN SUUNNITTELU

Diplomityö

Tarkastajat:
professori Reijo Kouhia
professori Jari Rinkinen
Tarkastajat ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekuntaneu-
voston kokouksessa 3. kesäkuuta
2015

TIIVISTELMÄ

JOONAS HALLIKAINEN: Hydraulikäyttöisen putkilävistimen suunnittelu

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 79 sivua, 17 liitesivua

marraskuu 2015

Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaineet: Koneiden ja rakenteiden analysointi sekä Hydraulikka ja automaatio

Tarkastajat: professori Reijo Kouhia, professori Jari Rinkinen

Avainsanat: hydraulikka, lävistäminen, mekaniikka, putki, suunnittelu

Lävistäminen on yksi metalliteollisuudessa käytetyistä tavoista leikata materiaalia. Se on nopea ja paljon käytetty menetelmä reikien tekoon tai materiaaliyhdistysten erottamiseen levy- ja nauhamateriaalista. Lävistäminen kuuluu meistotekniikkaan ja se yhdistetään yleisesti levytyöstöön, mutta sitä voidaan soveltaa myös tilanteesta riippuen putkien rei'itykseen.

Tämän diplomityön tavoitteena oli suunnitella hydraulikäyttöinen putkilävistin. Suunnitteluprojekti syntyi asiakasyrityksen tarpeesta suorittaa putkien rei'itystä osana omaa tuotantoa. Laitteen tuli kyetä lävistämään 25 mm:n halkaisijainen reikä rakenneteräksiin pyöröputkiin, joissa seinämän paksuus oli maksimissaan kahdeksan millimetriä.

Suunnitteluprojektia on pohjustettu käsittelemällä lävistämistä työstömenetelmänä lähtien sen historiasta ja kehityksestä, minkä jälkeen on siirrytty menetelmän takana vaikuttavaan teoriaan. Teoriaosuuden keskeiset näkökulmat liittyvät työkalu-, työstö- ja materiaaliparametreihin. Työn suunnitteluosuus alkaa asiakasvaatimuksista ja tuotteen määrittelystä. Laitesuunnittelu on jaettu mekaniikka- ja hydraulikkasuunnittelun osuuksiin, joissa pääpaino on tehdyissä suunnitteluratkaisuissa ja syissä niiden takana. Lisäksi työstömenetelmän soveltuvuutta arvioitiin tietokoneavusteisen elementtimenetelmän avulla ja tuloksia todennettiin lävistystestien avulla.

Mekaniikkasuunnittelun keskeisenä työkaluna käytettiin 3D-mallinnusta ja hydraulikkasuunnittelussa järjestelmävaihtoehtojen tutkimiseen sovellettiin simulointia. Suunnittelutyön laskentadokumentit on esitetty työn liitteissä. Suunnittelu on viety konseptitasolla pisteeseen, jossa sen toteutettavuus on todennettavissa ja kustannusarvio olisi tehtävissä.

Lävistäminen osoittautui lopulta toteuttamiskelvottomaksi ratkaisuksi käsiteltävien putkikokojen rei'ittämiseen. Syynä konseptin hylkäämiseen olivat putken suuret muodonmuutokset lävistyksessä, mikä aiheutti laitesuunnittelutehtävälle ylitsepääsemättömiä ongelmia. Asiakkaan lopullinen päätös oli luopua hankkeesta.

Työn loppuosassa on keskitytty selvittämään elementtimenetelmän ja lävistystestien avulla saatujen tulosten merkittävää eroa putkien muodonmuutoksissa. Alkuperäisten elementtimenetelmäanalyyysien ongelmat liittyivät vialliseen materiaalmalliin sekä analyyysien määrittelyyn, joka ei ottanut huomioon geometrista epälineaarisuutta. Korjatuissa analyyseissä lävistystestien mukainen paikallinen stabiiliuden menetys putkessa pystyttiin simuloimaan kohtuullisella tarkkuudella.

ABSTRACT

JOONAS HALLIKAINEN: Design of a hydraulically driven tube punch

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 79 pages, 17 Appendix pages

November 2015

Master's Degree Programme in Information Technology

Major: Analysis of Machines and Structures & Hydraulics and Automation

Examiners: Professor Reijo Kouhia, Professor Jari Rinkinen

Keywords: design, hydraulics, mechanics, punching, tube

Punching is one method used to cut metal materials. It is fast and widely used method of making holes or separating material blanks from metal plate or strip. Punching is generally associated with sheet metal working but depending on the situation it can also be applied to perforate tubes.

Objective of this thesis was to design a hydraulically driven tube punch. Design project arose from the need of the client to perform perforation of tubes as part of their own production. The punch press was designed to be able to punch a 25 mm diameter hole in round structural steel tubes with wall thickness of 8 mm.

In the first part of this work punching is introduced as a manufacturing process starting from its history and development, followed by a study into the theory behind the process. The main aspects of the theory are related to tool, process and material parameters. The actual design process begins with the customer requirements and product specifications. Design work is divided into parts of mechanical and hydraulic design, in which the main focus is on made decisions and the reasons behind them. In addition, the feasibility of the punching method for this case is evaluated by using finite element method and the results are verified with punching tests.

The main tool for mechanical design was 3D modeling. As a part of hydraulic design simulation was applied to test the system alternatives. Documentation of the design calculations are presented in appendices. Design project was taken to a point where its feasibility can be determined and the cost estimate could be made.

Punching ultimately proved to be an unfeasible solution to perforate the given tube sizes. The reason for the rejection of the concept was the large scale deformations in tubes, which resulted in insurmountable problems for the design project. As a final decision, the customer decided to abandon the project.

Last part of the thesis focuses on to investigate the significant differences in the deformations between the results of finite element method and the actual punching tests. It was seen that the problems of the initial analyses related to a defective material model and the lack of geometric nonlinearity in the analysis. With the corrected analyses the local loss of stability in the punched tube could be simulated with reasonable accuracy.

ALKUSANAT

Luet Tampereen teknillisen yliopiston diplomi-insinööritutkinnon lopputyötä. Tämä diplomityö yhdistää kahden insinöörialan – teknillisen mekaniikan sekä hydraulii-
kan – oppeja ja suunnittelukäytäntöjä. Työn taustalla ovat syventävät opintokokonaisuudet *Koneiden ja rakenteiden analysointi* sekä *Hydrauliikka ja automatiikka*.

Tässä diplomityössä kuvataan hydraulikäyttöisen putkilävistimen suunnitteluprosessia, siihen liittyvien suunnitteluvaatimusten ja -ongelmien sekä teorian ja ratkaisujen osalta. Suunnitteluprojekti oli haastava ja suhteellisen nopeatempoinen, mikä vaati pääaineiden mukaisten tietojen ja taitojen hallintaa. Työn teoriaosuus perehdyttää lukijansa leikkaavaan levytytyötyöhön – tarkemmin sanottuna lävistämiseen. Vaikka lävistävien työtyö-
koneiden vaatimukset ja siten lopullinen rakenne vaihtelevat tilanteesta riippuen, ovat taustalla vaikuttavat ilmiöt kuitenkin niille yhteiset. Perehtymällä tähän työhön on lukijan ennen kaikkea mahdollista säästää aikaa ja virheitä kohdatessaan vastaavanlaisia suunnittelutehtäviä.

Kiitokset tahdon esittää työn asiakasyritykselle mahdollisuudesta mielenkiintoiseen suunnittelutyöhön. Lisäksi suuret kiitokset kuuluvat työn suunnittelua tukeneelle Ilkka Saramiehelle, joka toimi asiakasyrityksen puolesta työn valvojana. Työn tarkastajina toimivat Kone- ja tuotantotekniikanlaitoksen professori Reijo Kouhia, sekä Hydraulii-
kan ja automatiikan laitoksen professori Jari Rinkinen, joita tahdon kiittää ohjeista ja kannustavasta asenteesta työn edetessä. Lopuksi tahdon kiittää Tampereen teknillisen yliopiston opettajaa Jarmo Poutalaa mahdollisuudesta laboratoriossa tehtyjen lävistys-
testien toteuttamiseen.

Joonas Hallikainen,

Tampereella 5.10.2015

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	LÄVISTÄMINEN TYÖSTÖMENETELMÄNÄ.....	3
2.1	Menetelmän historiaa ja kehitys.....	4
2.2	Vahvuudet ja ongelmat.....	4
3.	LÄVISTÄMISEN TEORIAA.....	6
3.1	Lävistyksen mekaniikka.....	6
3.2	Leikkausväli	7
3.3	Lävistäminen ilman tyynyä	8
3.4	Materiaalitekkinen kuvaus metalleista	8
3.5	Lujuusopillinen kuvaus lävistyksestä.....	10
3.6	Materiaalimalleista	14
3.7	Lävistysvoima	15
3.8	Lävistysnopeus	16
3.9	Työkalujen muotoilu	18
3.10	Työkalujen materiaalivalinnat.....	18
3.11	Pistimen kuluminen.....	19
4.	PUTKILÄVISTIMEN SUUNNITTELUPROSESSI	23
4.1	Asiakasvaatimukset.....	23
4.2	Tehtävän määrittely	24
4.3	Lävistysvoiman laskenta ja todentaminen testein	24
4.4	Lävistysnopeuden määrittely	26
4.5	Putken deformaatiot	27
4.5.1	Elementtimenetelmäanalyysi	27
4.5.2	Lävistystesti	31
4.6	Mekaniikkasuunnittelu	33
4.6.1	Konsepti 1 – yhtenäiset liukujohteet.....	34
4.6.2	Konsepti 2 – erilliset liukujohteet ja männänvarren pikakiinnitys	36
4.6.3	Konsepti 3 – laakeroitu pistin	38
4.6.4	Laitteen jatkosuunnittelu	39
4.7	Hydraulijärjestelmän suunnittelu simulointia hyväksi käyttäen	41
4.7.1	Konsepti 1 – T-haaroitus toimilaitelinoille	45
4.7.2	Konsepti 2 – virranjakoventtiili ennen toimilaitelinoja	50
4.7.3	Konsepti 3 – kaksoispumppu	53
4.7.4	Konsepti 4 – virransäätöventtiilit toimilaitelinoissa	57
4.7.5	Konsepti 5 – paineakku pumpun rinnalla	61
5.	FEM-TULOSTEN JA LÄVISTYSTESTIN VÄLINEN VIRHEANALYYSI	67
6.	TULOSTEN TARKASTELU	72
7.	YHTEENVETO	74
	LÄHTEET	76

LIITE A: Laskentadokumentti (lujuuslaskenta)

LIITE B: Putkilävistimen layout-kuva

LIITE C: Laskentadokumentti (hydrauliikkasuunnittelu)

LIITE D: Laskentadokumentti (hydrauliikkasuunnittelu)

LYHENTEET JA MERKINNÄT

AISI	engl. American Iron and Steel Institute, terästuottajien yhdistys
CNC	engl. Computerized Numerical Control, numeerinen ohjaus
EP	engl. Extreme Pressure, korkeapaine (lisäaineistus)
FEA	engl. Finite Element Analysis, elementtimenetelmäanalyysi
FEM	engl. Finite Element Method, elementtimenetelmä
HRC	engl. Rockwell C Hardness, kovuusarvo
HS	engl. High Speed (Steel), teräslaatu, pikateräs
HV	engl. Vickers Hardness, kovuusarvo
PS	engl. Physical Signal, fyysikaalinen signaali

A_o	Arrheniuksen vakio [s^{-1}]
A_q	virtauspinta-ala [m^2]
A_s	leikkauspinta-ala [m^2]
C_q	virtauskerroin
d	tribokemiallinen liukumismatka [m]
E	kimmomoduuli [Pa]
e	säteisvällys [m]
E_t	tangenttimoduuli [Pa]
F_h	vaakasuuntainen reaktiovoima [N]
F_N	normaalivoima [N]
F_s	lävistysvoima [N]
H	kovuus [Pa]
k	absoluuttinen kulumiskerroin
k_s	leikkausvastus [Pa]
l	hetkellinen pituus [m]
l_o	alkupituus [m]
n	kulumisyhtälön kosketusvakio [m^{-1}]
Q	tilavuusvirta [$m^3 s^{-1}$]
Q_a	aktivaatioenergia [$J mol^{-1}$]
Q_{max}	suurin tilavuusvirta [$m^3 s^{-1}$]
\bar{Q}	keskimääräinen tilavuusvirta [$m^3 s^{-1}$]
R	yleinen kaasuvakio [$J K^{-1} mol^{-1}$]
R_e	myötölujuus [Pa]
R_m	murtolujuus [Pa]
s	ainevahvuus [m]
T	absoluuttinen lämpötila [K]
t	aika [s]
u	leikkausväli
v	liukunopeus [$m s^{-1}$]
V, V_r	kulumistilavuus [m^3]
x	liukumismatka [m]
Z	kulumiskerroin

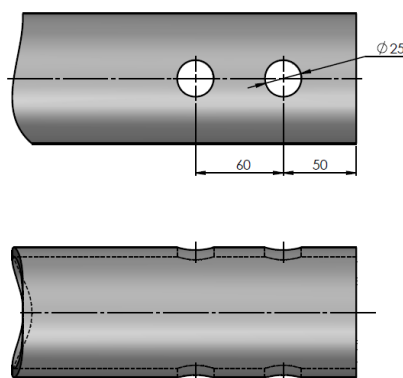
δ	syvyys materiaalin ulkopinnasta [m]
Δp	paine-ero [Pa]
ε	venymä
$\varepsilon_{1,2,3}$	päävenymät

ε_e	elastinen venymä
ε_{eq}	von Mises -vertailuvenymä
ε_m	murtovenymä
ε^*	venymätulos
$\dot{\varepsilon}$	venymänopeus [s^{-1}]
η_k	tilavuusvirran käyttösuhde
θ	kulumispartikkelin kyntävän kärkikulman puolikas [$^\circ$]
μ	kitkakerroin
ν	Poissonin luku
ζ	oksidikalvon paksuus [m]
ρ	tiheys [$kg\ m^{-3}$]
ρ_o	oksidikalvon tiheys [$kg\ m^{-3}$]
$\sigma_{1,2,3}$	jännitystilän pääjännitykset [Pa]
σ_{eq}	von Mises -vertailujännitys [Pa]
σ^*	jännitystulos [Pa]
τ	leikkausjännitys [Pa]

1. JOHDANTO

Alkuvuodesta 2015 työn asiakasyritys antoi tehtävänannon hydraulikäyttöisen putkilävistimen suunnitteluun. Laitteen oli tarkoitus palvella yrityksen oman tuotannon tarpeita teräsputkien rei'ityksessä. Teräsputket ovat rakentamisen perustusmenetelmänä käytettyjen ruuvipaalujen rakenteellinen pääosa. Ruuvipaalut kierretään maaperään joko käsin tai koneellisesti, jolloin perustuksille saadaan riittävä kantavuus myös rakentamisen kannalta haastavissa, hienorakeisissa maalajeissa. Ruuvipaalujen avulla rakentamisen perustustyöt voidaan toteuttaa nopeasti ja kevyellä kalustolla sekä saavuttaa merkittäviä kustannussäästöjä.

Asiakkaan tarve lävistyslaitteelle kumpusi vaihtelevista toimitusajoista hankittaessa putket laserleikkauksen avulla rei'itettynä. Reikien tekeminen putkiin poraamalla oli puolestaan osoittautunut hitaaksi ja kalliiksi menetelmäksi. Käsiteltävien teräsputkien ainevahvuudet vaihtelevat välillä 2,9 - 8 mm ja putkien ulkohalkaisijat ovat pyöreästi välillä 60 - 140 mm. Lävistettävillä putkilla oli viisi eri ulkohalkaisijaa vaihteluvälillä 60 - 140 mm. Suunnittelun lähtökohtana oli toteuttaa laite, joka soveltuisi kaikkien putkikokojen lävistämiseen. Tarvittavat reiät sijaitsevat putkessa pareittain määrättyllä etäisyydellä putken päästä. Reikien halkaisijat ovat 25 mm ja reikäpareja tulee putkeen maksimissaan kaksi kappaletta. Kuvassa 1 on esitetty tarvittavien reikien sijainti putkessa.



Kuva 1. Reikien sijainti putkessa.

Teräksen lävistämisessä tarvittava suuri voima ja kaksisuuntainen lineaarinen liike ovat erityispiirteitä, joiden perusteella hydrauliiikan soveltaminen laitteeseen oli perusteltua. Lisäksi hydraulinen tehonsiirto mahdollistaa voimatason ja liikenopeuksien vapaan sekä tarkan säädön, mikä on toivottavaa erityisesti lävistettävien ainevahvuuksien muuttues-

sa. Edellä mainituista syistä johtuen teollisuuspuristimien ja -lävistimien käyttö on yleisesti toteutettu hydraulisesti.

Kuten koneensuunnittelutehtävissä yleensä, myös tässä työssä yhdistyvät usean tekniikan alan tiedot ja menetelmät osaksi kokonaisuutta. Koneiden ja rakenteiden kehittyessä nykypäivän suunnittelutyö siirtyy yhä enemmän asiantuntijoiden muodostamiin ryhmiin, joissa hyödynnetään yksilöiden oman alansa parasta tietämystä. Perustuntemus eri tekniikan alojen suunnittelutyöstä tehostaa kuitenkin merkittävästi osapuolien välistä kanssakäymistä ja vähentää väärinkäsitysten mahdollisuutta. Tässä työssä laitteen suunnitteluprojekti vaati perinteisen koneensuunnittelun lisäksi hydrauliiikan suunnitteluosaamista. Koneensuunnittelu tässä yhteydessä tarkoittaa ensisijaisesti osien muodostamien mekanismien ja kokoonpanojen toiminnan, valmistettavuuden ja kokoonpantavuuden ymmärrystä ja kykyä soveltaa sitä. Hydrauliikkasuunnittelu puolestaan vaatii hydrostaatiikan ja hydrodynamiikan teorian ymmärrystä, komponenttitietämystä ja suunnittelukäytäntöjen ja -määräysten noudattamista. Johtuen hydrauliiikan komponenttikehityksestä tulisi suunnittelijalla olla lisäksi yhä parempi tietämys sähkö- ja automaatiotekniikasta.

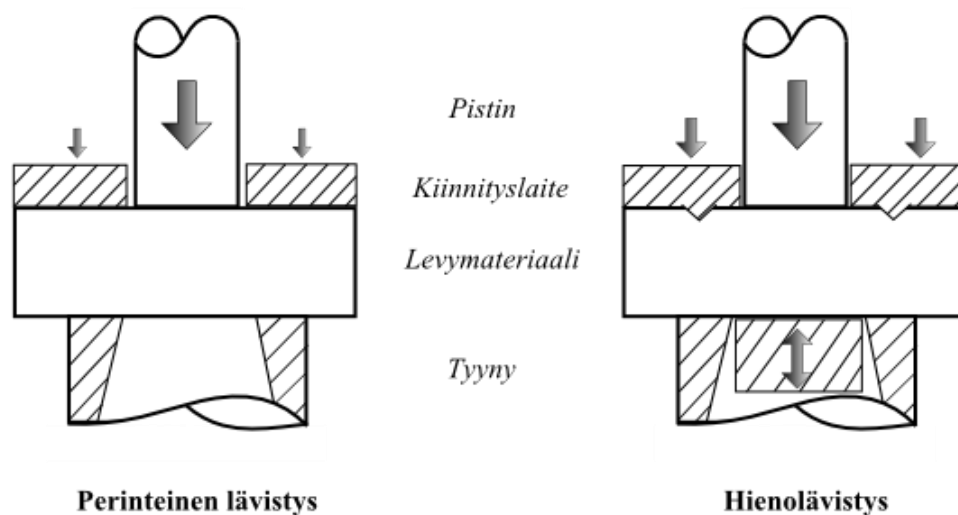
Työn pääasiallinen tutkimusmenetelmä on mallinnus. Suunnitteluprojektin taustalla vaikuttava teoria muodostuu todellisuutta kuvaavista malleista, joiden synteesi ja analysointi ovat keskeisessä osassa suunnittelua. Testatun ja todistetun teorian ulkopuoleisten hypoteesien ja mallien synty herättää tarpeen uudelle tieteelliselle tutkimukselle. Samaan tapaan uuden laitteen tai menetelmän toimintaa voidaan verrata ja todentaa eli verifioida suhteessa asetettuihin vaatimuksiin. Myös tässä työssä hyödynnettiin kokeellisen tutkimuksen avulla saatua tietoa. Suunnittelutyön apuna käytettiin lisäksi laskennallisia tutkimusmenetelmiä, kuten simulointia, erityisesti elementtimenetelmää. Elementtimenetelmä on kehittynyt tietokoneiden laskentakapasiteetin kasvaessa merkittäväksi osaksi nykypäivän koneensuunnittelua. Menetelmän hyödyntäminen muuttaa perinteistä suunnittelutyötä systemaattisempaan ja analyttisempaan suuntaan, jossa tehtyjen suunnitteluratkaisujen perusteet pohjautuvat tapauskohtaisiin faktoihin, kokemusperäisen tiedon ja luulojen sijaan. Muutos tarkoittaa parhaimmillaan yhä optimoidumpia ja toimintavarmempia tuotteita hidastamatta merkittävästi itse suunnittelutyötä.

Suunnitteluprojekti alkoi alkuvaiheen kirjallisuusselvityksellä, jossa perehdyttiin käytävään menetelmään ja sitä soveltaviin yleisiin suunnitteluratkaisuihin. Kirjallisuusselvityksen kautta koottu teoria on esitetty työn alkuvaiheessa omana kokonaisuutenaan. Varsinainen suunnittelutyö aloitettiin määrittämällä mekaniikka- ja hydrauliikkasuunnittelun rajapinnassa vaikuttavien toiminallisten suureiden arvot, jonka jälkeen laitteen toteuttamiskelpoisuutta arvioitiin elementtimenetelmän sekä empiiristen testien avulla. Suunnittelutyön tavoitteena niin mekaniikka- kuin hydrauliikkasuunnittelussakin oli luoda toimivat osakokonaisuudet, jotka voitaisiin esittää valmistuksen ja hankinnan tarpeet täyttävien dokumenttien avulla.

2. LÄVISTÄMINEN TYÖSTÖMENETELMÄNÄ

Lävistys on materiaalia poistava työstömenetelmä. Materiaalista poistetaan leikkaamalla halutun kokoinen pala yhden työliikkeen seurauksena. Työstön tavoitteena voi olla materiaaliaihioon halutun kokoinen ja muotoisen reiän tekeminen (engl. *punching*) tai vaihtoehtoisesti irti leikattua palaa voidaan käsitellä työn tuotoksena (engl. *blanking*). Leikkaaminen luetellaan usein toisen asteen prosessiksi materiaaliaihion valmistuksen ja tuotteen loppuvaiheen liitos- ja viimeistelytyöiden välille (M. Ashby, et al. 2007). Lävistäminen on osa meistotekniikkaa (engl. *stamping*), (SFS 5803).

Yleisesti työstettävän kappaleen kanssa kosketuksissa ovat materiaalin lävistävä työkalu eli pistin, vastakkaisella puolella oleva reiällinen vastinosa eli tyyny sekä materiaalin päälle asettuva kiinnityslaite. Kiinnityslaitteen tarkoitus on pitää materiaali paikoillaan työpöydällä ja tuottaa tarvittava vastavoima työstökappaleeseen pistimen poisvedon aikana. Pistin ja tyyny ovat tarkkuustyökaluja, joiden mitoitus on tehty yhteensopivaksi. Menetelmästä on kehitetty myös hienotyöstöön tarkoitettu versio, jossa lisätuennan ja tarkempien toleranssien avulla minimoidaan materiaaliin syntyviä ylimääräisiä muodonmuutoksia ja parannetaan huomattavasti työstön jälkeä. Kahden lävistämismenetelmän toimintaperiaatteet on esitetty kuvassa 2.



Kuva 2. Lävistysmenetelmien toimintaperiaate työkalutasolla.

Lävistettävä materiaali esitetään lähes poikkeuksetta levykappaleena alan kirjallisuudessa, mutta muotoiltu tyyny mahdollistaa myös erimuotoisten kappaleiden lävistämisen.

2.1 Menetelmän historiaa ja kehitys

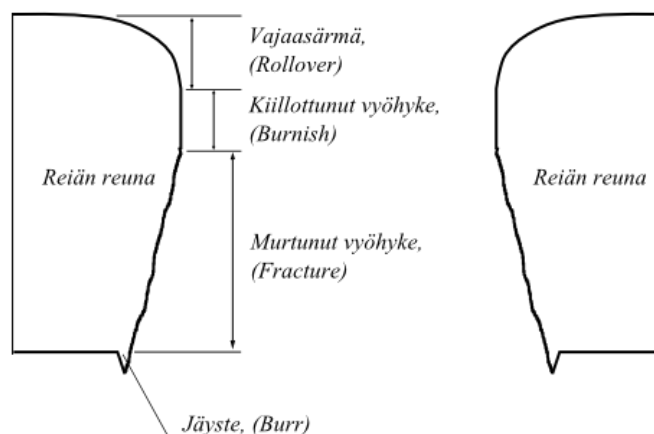
Lävistimet ja prässit yleisesti olivat alun perin tehonsiirroiltaan puhtaasti mekaanisia koneita. Ohutlevyjen koneellinen muokkaus prässien avulla alkoi varsinaisesti 1800-luvulla, vaikka raudan valssausta harjoiteltiin jo noin 100 vuotta aikaisemmin. Brittiläinen insinööri ja keksijä Richard Roberts kehitti vuonna 1847 ensimmäisen mekaanisen lävistimen niittireikien tekoon siltaprojektin tarpeisiin (T. K. Derry, et al. 1993). Teknologian kehitys levytyöstössä sai uutta vauhtia autoteollisuuden herättyä varsinaisesti 1920-luvulla, jolloin tarve levytyöstölle kasvoi merkittävästi. (F. Klocke 2013) Mekaanisten puristimien ominaisuutena oli vauhtipyörän ja kiertonivelten takia epätasainen voiman tuotto. Maksimivoima oli käytettävissä ainoastaan iskun lopussa, mikä ei useinkaan ole muovaus- ja leikkausprosesseissa optimaalisin tilanne. (Smith & Associates 1999)

Ensimmäisen hydraulikäyttöisen prässin patentoi Joseph Bramah jo vuonna 1795 ja loi samalla pohjan suuren tehotiheyden omaaville hydraulikäyttöisille teollisuuslaitteille (The Vauxhall Society 2015). Modernin hydrauliiikan käyttö puristimissa on mahdollistanut entistä suuremman voiman tuoton, sekä sen vapaan säädön. Lisäksi hydraulisten järjestelmien etu on helposti toteutettavissa oleva ylikuormitussuoja paineenrajoitusventtiilien avulla. Hydraulijärjestelmien väliaineena oleva neste tuo järjestelmään sille sen luontaisen jouston, jonka merkitys korostuu käytettäessä suuria järjestelmäpaineita.

Nykypäivän massatuotannossa asetetaan työssä käytettäville laitteille yhä kasvavia vaatimuksia erityisesti työstönopeuden ja tarkkuuden sekä niillä valmistettavien tuotteiden tasalaatuisuuden osalta. Tämän päivän kehittyneintä tekniikkaa levyn leikkauksessa edustavat CNC-pohjaiset (engl. *computerized numerical control*) työstökeskukset, joissa käyttöliittymä on tietokonepohjainen ja työkalujen vaihto sekä kappaleen käsittely on pitkälti automatisoitu. Tekniikan kehittyessä lävistysnopeudet ovat kasvaneet jatkuvasti, ja nykyisin markkinoilla on leikkureita, jotka kykenevät jopa yli 2000 iskuun minuutissa. (F. Klocke 2013)

2.2 Vahvuudet ja ongelmat

Lävistäminen on yleisesti nopein tapa tehdä reikiä teräslevyihin ja menetelmän kustannustehokkuus korostuu keskisuudessa ja massatuotannossa. Lävistetty reikä eroaa kuitenkin selvästi esimerkiksi laserleikkaamalla tai poraamalla tehdyistä rei'istä. Lävistetyn reiän seinämät eivät ole koko matkaltaan sylinterimäisen suorat tai juuri halutun muotoiset toisin kuin vaihtoehtoisilla työstömenetelmillä on mahdollista saada aikaan. Joh-tuen lävistämisen mekaniikasta, reiän seinämässä on poikkeuksetta löydettävissä merkkejä materiaalin murtumisesta, mikä antaa reiälle sen kartiomaisen, ulostulopuolelle levenevän muodon. Lävistetyn ympyräreiän geometriaa on havainnollistettu poikkileikkauksen avulla kuvassa 3. (S.L. Semiatin 2006), (F. Klocke 2013)



Kuva 3. Poikkileikkaus lävistetystä reiästä ja sen tyypilliset vyöhykkeet.

Reiän yläosan alue murtuneeseen vyöhykkeeseen asti on seurausta materiaalin plastisesta muodonmuutoksesta ja pistimen leikkaavasta penetraatiosta materiaaliin. Pistimen liike jatkuu kunnes materiaalin kestävyys ylittyy ja tapahtuu lopullinen murtuminen. Murtuneen vyöhykkeen seinämä muuntaa reikää kartion muotoon, jonka vaippakulma määräytyy pistimen ja tyynyn välisestä säteisvälyksestä. Johtuen pienestä vaippakulmasta, on reiän kartiomaisuus usein kuitenkin merkityksetön. Murtuman suhteellinen osuus vaihtelee, mutta se on maksimissaan noin 80 % ainevahvuudesta käytettäessä normaalia pistin-tyynyjärjestelyä. Materiaalin ulostulopuolen jäyste eli purse pyritään saamaan korkeudeltaan välille 13 - 75 μm , mutta erityisesti työkalun kulumisen voi kasvattaa sitä huomattavasti. Raja-arvona jäysteen korkeudessa voidaan usein pitää 5 - 10 %:n osuutta levyn ainevahvuudesta (S.L. Semiatin 2006). (F. Klocke 2013), (Rautaruukki 2011), (SFS 5803)

Materiaalin lävistäminen puristusvoiman avulla on yleisesti kylmätyöstöä, jossa materiaalin lämpötila on työstön ajan alle 30 % materiaalin sulamislämpötilasta kelvin-asteina. Tällöin kohonnut lämpötila ei aiheuta materiaalissa merkittävää pehmenemistä, mikä mahdollistaa tarkemman työstötarkkuuden. Lisäksi oltaessa selvästi alle materiaalin rekristallisaatiolämpötilan, joka on noin 40 % materiaalin sulamislämpötilasta, saadaan aikaan materiaalin muokkauslujittumista. Rekristallisaatiolämpötilalla tarkoitetaan lämpötilaa, jossa kyseisen materiaalin alkuperäinen, kylmämuokkausta edeltävä kiderakenne palautuu. Raja-arvo puhuttaessa kylmätyöstöstä teräksen tapauksessa on noin 270 celsiusastetta. (I. Suchy 2006)

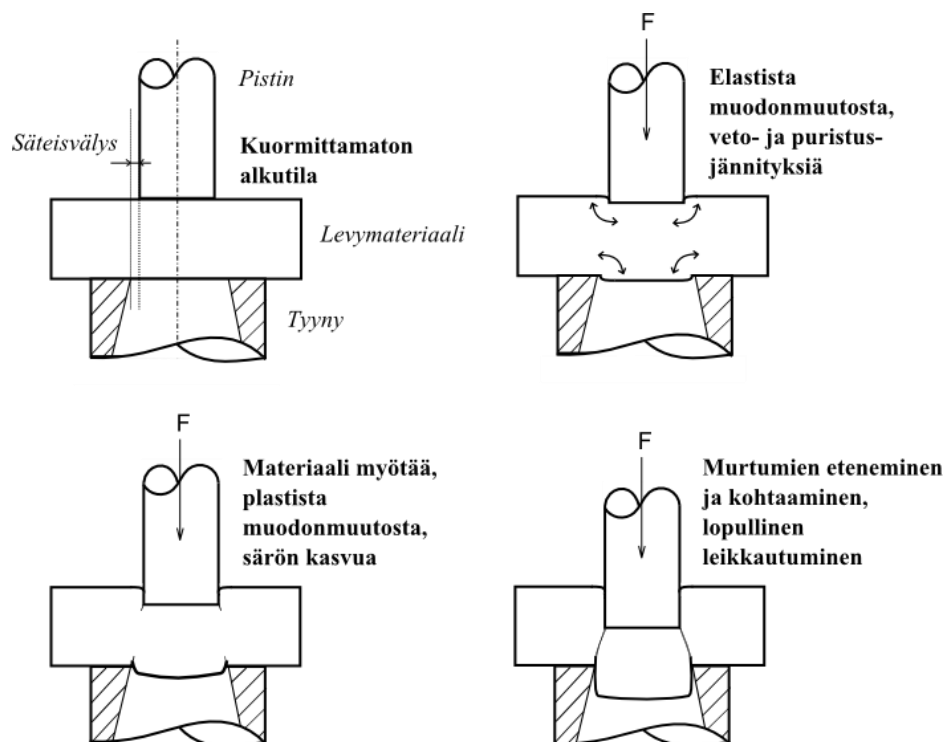
Lävistämisen käyttöä rajoittaa usein suuri ja hetkellinen voiman sekä energian tarve, mikä aiheuttaa ongelmia niin työstökoneen kuin työstettävän kappaleenkin kannalta. Väsymiskestävyys ja kulumisen aiheuttavat työkalujen puolesta rajoitteita siirryttäessä suuriin ainevahvuuksiin (M. Merklein, et al. 2012). Mikäli tarvittavan reiän leveys on selvästi alle materiaalin ainevahvuuden, on turvauduttava muihin menetelmiin (S.L. Semiatin 2006), (SFS 5804). Menetelmän selvä heikkous on sen joustamattomuus, sillä se soveltuu vain ennalta määrättyjen ja työkalukohtaisten muotojen valmistukseen.

3. LÄVISTÄMISEN TEORIAA

Käsittelemällä työstömenetelmään liittyvää teoriaa pyritään luomaan pohja työn suunnitteluosuudelle, sillä suunnitteluvaiheessa tehtyjen päätösten ja valintojen tulee pohjautua faktoihin ja olla perusteltavissa. Käsittelemällä ja kokoamalla yhteen työstömenetelmän taustalla vaikuttavia tekijöitä ja teoriaa voidaan suunnittelutyössä soveltaa hyväksi havaittuja menettelytapoja, välttää tunnettuja virhelähteitä sekä selkeyttää työn kokonaiskuvaa. Teoriaosuus tukeutuu suurelta osin alan tutkimustuloksiin ja kirjallisuuteen. Teoriaosuus on pyritty pitämään mahdollisimman suunnittelukeskeisenä, mikä tarkoittaa usein valmiiden ja yleisesti hyväksytyjen havaintojen ja väitösten suoraviivaista soveltamista. Teorian paikkansapitävyys on pyritty varmistamaan vertailemalla useita lähteitä ja säilyttämällä hyvä lähdekritiikin taso läpi työn.

3.1 Lävistyksen mekaniikka

Lävistäminen perustuu pääosin materiaalin leikkautumiseen. Materiaalivirta on lähes yksiakselialinen ja pistimen työliikkeen suuntainen. Kuvassa 4 on havainnollistettu lävistystapahtuman eteneminen kuvasarjan avulla.

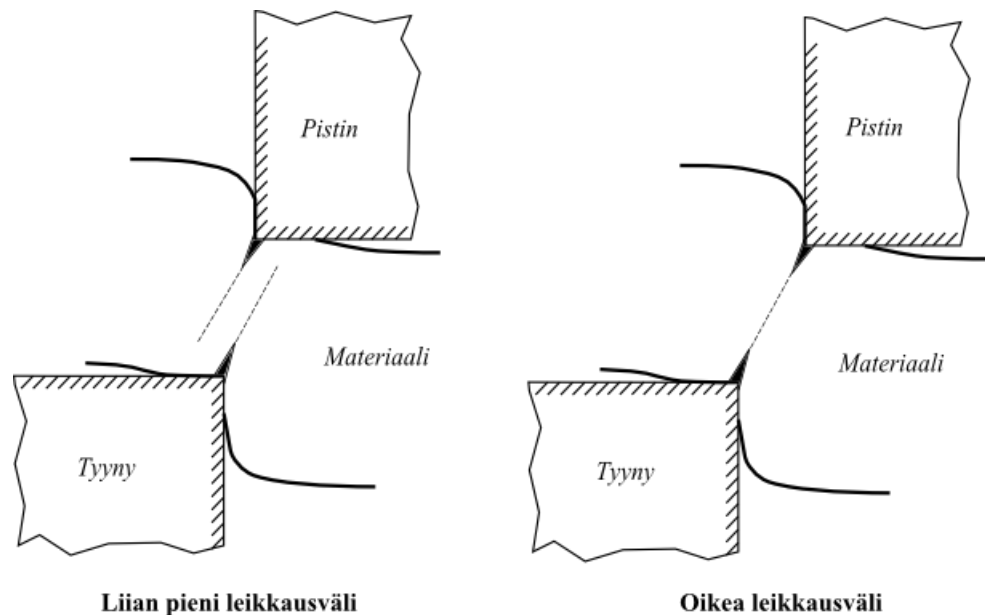


Kuva 4. Lävistystapahtuman eteneminen.

Lävistysliikkeen alussa pistimen ja tyynyn reunoilla materiaalissa esiintyy vetojännitystila. Tämä on seurausta materiaalin pakotetusta liikkeestä pistimen edellä, mikä aiheuttaa pistimen sisääntulopuolella painauma. Liike johtaa lisäksi ympäröivän materiaalin puristumiseen pistimen pintaa vasten. Lävistysliikkeen jatkuessa kasvaa leikkausjännityksen osuus kuormitetulla alueella työstökappaleessa ja johtaa lopulta materiaalipalan leikkautumiseen ylitettäessä materiaalin ominainen lujuus. (A. Totre, et al. 2013), (I. Suchy 2006)

3.2 Leikkausväli

Käytettäessä materiaalin alapuolista tyynyä nousee pistimen ja tyynyn poikkileikkaussäteiden eromitta eli säteisvälys tärkeään asemaan. Luonnollisesti tyynyn leikkainaukon on oltava vähintään pistimen suuruinen, jotta pistin mahtuu tyynyn sisään. Tarvittavan lävistysvoiman on todettu olevan yhteydessä syntyvään leikkausjälkeen käytettävän välyksen kautta. Käytettäessä liian pientä välystä syntyy yleensä kaksi toisensa ohittavaa leikkausmurtumaa, jolloin tarvittava lävistysvoima kasvaa sekä ylimääräisestä reipeilystä johtuen työstöjälki huononee. Liian suuri välys johtaa myös huonontuneeseen pinnanlaatuun lävistetyn reiän seinämässä ja kasvattaa materiaalin ulostulopuolen jäystettä, mutta alentaa samanaikaisesti tarvittavaa lävistysvoimaa. Välyksen ollessa sopiva kohtaavat materiaalin ensimmäiset murtumat samalla leikkauslinjalla, jolloin leikkausjälki on siisti ja energian tarve minimissään. Kuvassa 5 havainnollistetaan välyksen ja sen materiaalin ainevahvuuteen suhteutetun leikkausvälin vaikutusta. (F. Klocke 2013), (S.L. Semiatin 2006)



Kuva 5. Välyksen vaikutus materiaalin leikkautumiseen.

Leikkausvälin u suuruus ilmoitetaan tyynyn keskireiän ja pistimen välisen mittaeron eli välyksen prosentuaalisena suhteena lävistettävän materiaalin ainevahvuuteen. Huomiota

on kiinnitettävä tapauskohtaisesti siihen, onko käytetty eromitta säteiden vai halkaisijoiden välinen erotus. Käytettäessä säteiden erotuksen eli säteisvälyksen e avulla lasketua leikkausväliä tulee kyseinen välys molemmiin puolin lävistimen poikkileikkauksen neutraaliakselia ja on suuruudeltaan puolet kokonaisleikkausvälistä. Lävistettävän materiaalin ominaisuudet vaikuttavat merkittävästi leikkausvälin kokoon ja koon valinta tehdään usein tukeutuen kokemuseräiseen tietoon. Säteisvälyksen avulla lasketun leikkausvälin suuruus on yleensä välillä 5 - 10 % lävistettävästä ainevahvuudesta (I. Suchy 2006), (F. Klocke 2013).

3.3 Lävistäminen ilman tyynyä

Pyöröputki tai muutoin kaarevapintainen suljetun profiilin putki vaatii sisäpuoliseen tuentaan poikkileikkaukseltaan muotoillun tyynyn. Poikkileikkaukseltaan kaareva tyyny on sidottu työstettävän profiilin muotoon, mikä vaatii mittatilaustyötä ja nostaa työkalun hintaa. Tyynyn kiinnitys ja tuenta sekä leikkuujätteen poisto profiilin sisällä muodostuvat lisäksi merkittäviksi suunnitteluongelmiksi. Putken ollessa suorakaideprofiili voidaan tuentaan soveltaa perinteistä tasapintaista tyynyä.

Lävistys voidaan toteuttaa myös ilman alapuolista tyynyä, jolloin työstettävän kappaleen tuenta ja siten leikkaustapahtuma muuttuvat merkittävästi. Mikäli suljetun profiilin tapauksessa tuentaa ei pystytä toteuttamaan sisältäpäin karan avulla, voidaan tuenta järjestää ulkopuolelta sylinterimäisesti, mikä estää putken liikkumisen sekä putken uloimman mitan ylittävät deformaatiot. Tällaisen pyöröputkituennan sisähalkaisijan tulisi olla suuruudeltaan noin 0,1 mm suurempi kuin lävistettävän putken ulkohalkaisija (Dayton Lamina 2004).

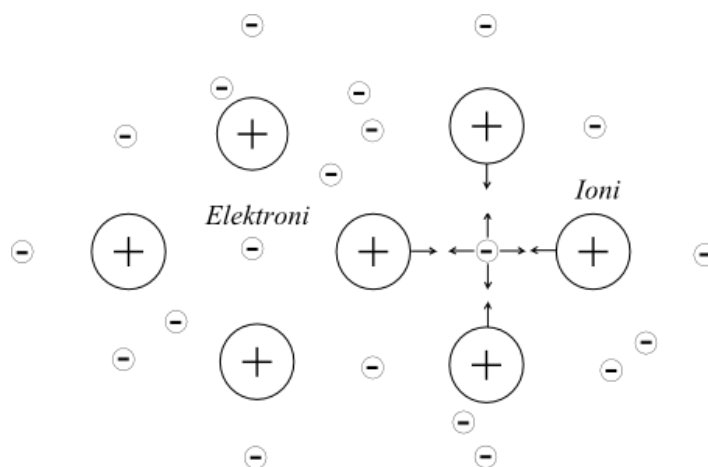
Ilman tyynyä tehtävään lävistämiseen liittyy aina muodonmuutosta reiän ympäristössä, jonka suuruus riippuu kuitenkin voimakkaasti työstettävän putken ja reiän kokoluokasta. Suunniteltaessa putkien lävistämistä erikoisvalmisteisien työkalujen avulla tulee tuotantomäärien olla riittävät kattamaan kasvaneet kustannukset (T. Bryson, 2003), (S.L. Semiatin 2006).

3.4 Materiaalitekhninen kuvaus metalleista

Materiaalia erottavan menetelmän taustalla ovat ennen kaikkea materiaalin fysikaaliset ja kemialliset ominaisuudet. Materiaalitekhnisten tekijöiden ymmärtäminen on luonnollinen lähtökohta suunniteltaessa leikkaavaa menetelmää soveltavaa tuotantolaitetta.

Metallien sisäinen rakenne jähmeässä tilassa on yleisesti kiteinen. Kiteet muodostuvat atomeista, joiden järjestystä kuvataan hilarakenteen avulla. Metalleille tyypilliset hilarakenteet ovat seurausta metallisidoksesta. Metallisidoksessa atomit luovuttavat uloimmat valenssielektroninsa hilan muiden atomien yhteiseen käyttöön, jolloin ionien ja elektro-

nien poisto- ja vetovoimien summa määrää atomien keskinäiset etäisyydet rakenteessa. Metallisidosta on havainnollistettu kuvassa 6.

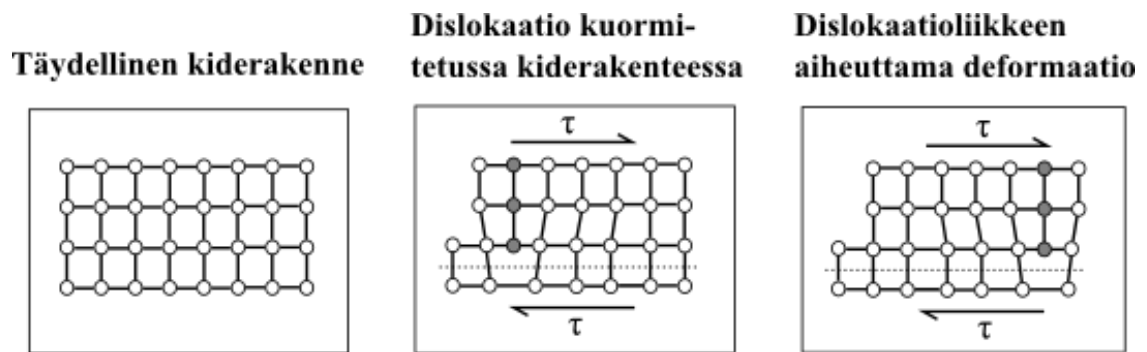


Kuva 6. Periaatekuvaus metallisidoksesta.

Jähmettyvän materiaalin kiteytymisen alkupisteitä on useita, mistä johtuen jäähmettyneen materiaalin kiteet kohtaavat toisensa niin sanotuilla raerajoilla. Hilarakenne yhdessä materiaalin kemiallisten ominaisuuksien kanssa määrittää materiaaliominaisuudet. Materiaaliominaisuuksiin voidaan vaikuttaa metallin valmistusvaiheessa sen nimellisen koostumuksen, epäpuhtauksien ja käsittelyn avulla. Esimerkiksi materiaalin raekoon pienentyessä lujuus ja kovuus yleisesti kasvavat, mutta muovattavuus alenee. (K, Koivisto, et al. 2004)

Riippuen materiaalin sitkeydestä, murtumista edeltää tietty määrä plastista muodonmuutosta, joka on dislokaatioiden liikettä. Dislokaatiot ovat materiaalin hilassa olevia virheitä. Kaksi perustyyppiä ovat särmä- ja ruuvidislokaatio. Dislokaatio voidaan kuvata materiaalin hilarakenteen vajeena atomitasona, joka päättyy liukutasoon. Ne ovat erottamaton osa kaikkia kaupalliseen käyttöön valmistettuja metalleja muiden materiaalivirheiden lisäksi. (K, Koivisto, et al. 2004), (M. Ashby, et al. 2007)

Dislokaatioiden liike vaatii vain murto-osan täydellisen hilarakenteen atomien välisten sidosvoimien rikkomisesta. Materiaalin muokkausprosesseissa, joissa syntyy merkittävää plastista venymää, vain pieni osa käytetystä energiasta on palautuvaa. (T. Salmi, et al. 2008). Työstön aikainen materiaalin lujittuminen on seurausta dislokaatioiden monistumisesta ja niiden kohtaamisesta, mistä johtuen dislokaatioiden liike estyy. Lisäksi teräksessä liukutasen läheisyyteen kertyvät hiili- ja tyypiatomit vaikeuttavat dislokaatioiden liikettä. Tietyn pisteen jälkeen materiaalin lujuutta ei pystytä enää kasvattamaan ja kuormituksen lisääminen aiheuttaa sen lopullisen murtumisen. Kuvassa 7 on esitetty teoreettinen kuvaus täydellisestä kiderakenteesta sekä dislokaation liikkeestä kuormituksen alaisena.



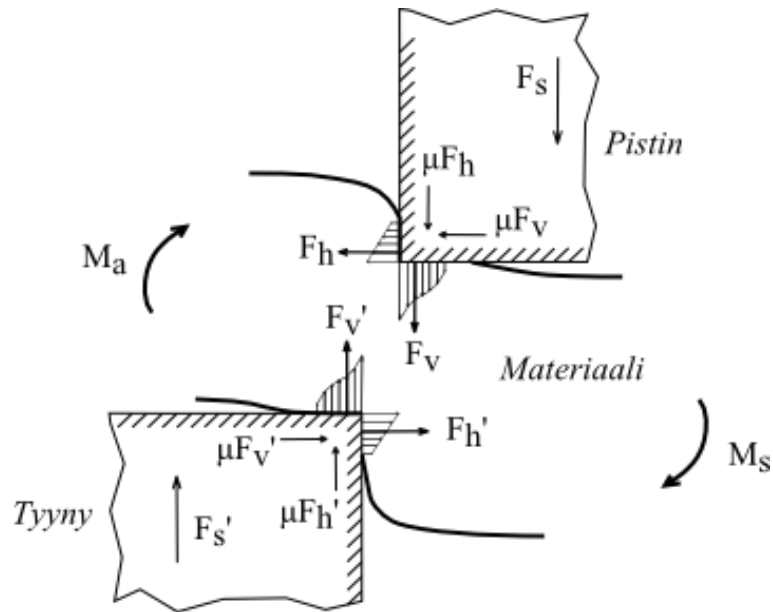
Kuva 7. Teoreettinen kuvaus materiaalin kiderakenteesta.

Kuvassa harmaalla on korostettu vajaata atomitasoa, joka muodostaa dislokaation. Liukutaso on kuvattu hilassa katkoviivan avulla. Useat samanaikaisesti liikkuvat dislokaatiot etenevät suotuisinta liukutasoa pitkin ja aiheuttavat materiaalissa makroskooppisen muodonmuutoksen. (K, Koivisto, et al. 2004), (M. Ashby, et al. 2007)

3.5 Lujuusopillinen kuvaus lävistyksestä

Lujuusoppi tieteenhaarana pyrkii etsimään malleja, joiden avulla voidaan kuvata kiinteiden ja deformoituvien kappaleiden käyttäytymistä. Jotta laskentamalleista on saatu riittävän yksinkertaisia, lujuusopissa ei käytetä todellista diskreettiä mikrorakennetta materiaalikuvausten pohjana. Tämän sijasta materiaalia kuvataan homogeenisenä jatkuvana aineena eli kontinuumina. Aineen kontinuumimalli on erityisen hyödyllinen sillä se mahdollistaa jatkuvien funktioiden differentiaali- ja integraalilaskennan käytön.

Materiaalikuvausten lisäksi myös kappaleen kuormitukset vaativat yksinkertaistusta. Kappaleen kokemat voimat esitetään piste-, viiva- tai tilavuuskuormituksina, jotka vastaavat usein vain kohtuullisesti todellista kuormitustilannetta. Kuormitukset aiheuttavat materiaaliin jännitys- ja muodonmuutostiloja konstitutiivisten yhtälöiden eli materiaaliyhtälöiden mukaisesti. Laskennallisilla jännityksillä kuvataan kiinteän aineen atomien ja molekyylien välisten koheesivoimien keskiarvoja, jotka voidaan havainnoida mitauksin. (T. Salmi, et al. 2008) Kuvassa 8 on poikkileikkausesitys levyateriaalin lävistyksestä ja siinä vaikuttavista voimakomponenteista ja momenteista. (A. Totre, et al. 2013), (F. Klocke 2013)



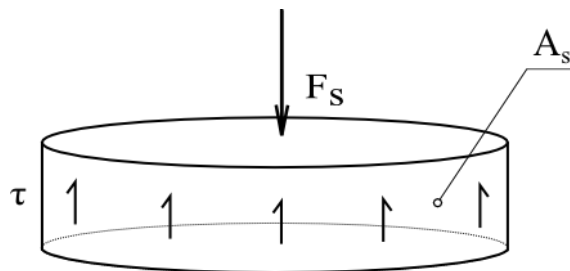
Kuva 8. Leikkausprosessiin liittyvät voima- ja momenttikomponentit (perustuu lähteeseen F. Klocke 2013).

Lävistettävässä materiaalissa syntyy leikkausreunojen läheisyydessä materiaalin taipumista. Taipuminen on seurausta pistimen lävistysvoiman ja tyynyn tukivoiman aiheuttamasta pyörityskykyisestä voimaparista. Tästä voidaan helposti todeta, että leikkausvälin kasvaessa myös voimaparin momenttivaikutus kasvaa. Hienolävistyksessä juuri tätä materiaalin taipumista pyritään vähentämään lisätuen avulla.

Huolimatta materiaalin suhteellisen monitahoisesta jännitystilasta on leikkausjännitys lävistyksessä hallitseva. Leikkausjännityksen keskiarvo τ lävistyksessä voidaan laskea kaavasta,

$$\tau = \frac{F_s}{A_s}, \quad (1)$$

jossa F_s on lävistimen leikkausvoima ja A_s on materiaalin leikkauspinta-ala (F. Klocke 2013), (I. Suchy 2006), (S.L. Semiatin 2006). Kuvassa 9 on esitetty tilannetta havainnollistava vapaakappalekuva.



Kuva 9. Materiaalin leikkuupalan vapaakappalekuva.

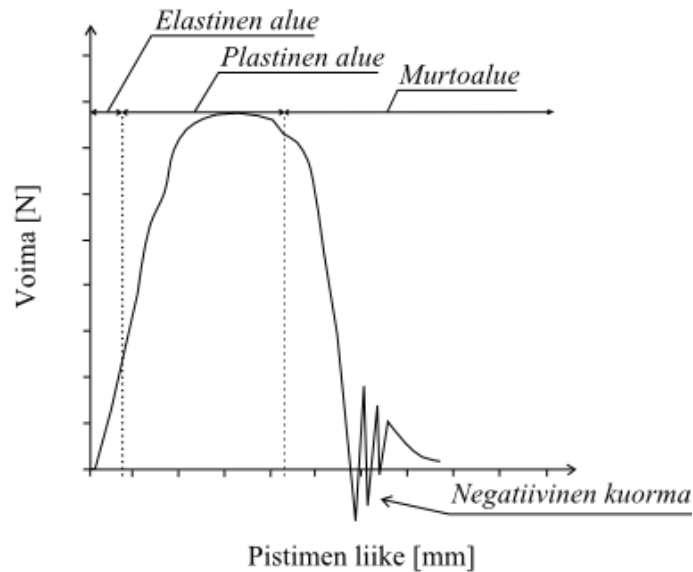
Kyseessä on hyvin yksinkertaistettu malli, jossa pystysuuntainen lävistysvoima aiheuttaa materiaaliin keskimääräisen leikkausjännityksen leikkauspinta-alalle. Todellisuudessa leikkausjännitys ei ole aivan tasan jakautunut leikkauspinnalle keskimääräiseen arvoonsa, mutta tästä huolimatta likikaavaa voidaan usein käyttää (T. Salmi, S. Pajunen 2010). Lävistettäessä pyöreää reikää lasketaan leikkauspinta-ala lävistintyökalun halkaisijan ja työkappaleen ainevahvuuden tulona, mikä vastaa deformatumattoman levyn leikkauspinta-alaa. Lävistettäessä kaarevia pintoja on leikkauspinta-ala deformatumattomassa tilassaan hieman tasolevyn vastaavaa laajempi.

Kuvassa 8 on esitetty lisäksi lävistystapahtuman sivusuuntaiset reaktivoimat ja kontaktissa syntyvät kitkavoimat. Sivusuuntaiset voimat ovat seurausta materiaaliin aiheutetusta deformaatiosta, mikä pakottaa materiaalin painautumaan pistintä ja tyynyä vasten. Nämä työkalujen pintoihin kohdistuvat normaalivoimat aiheuttavat kitkakertoimen μ mukaisen kitkavoiman. Nämä pintojen kitkavoimat ovat merkittävässä asemassa työkalujen kulumisen kannalta. Kirjallisuudessa on esitetty suuntaa antavia yhtälöitä sivusuuntaisen voimakomponentin F_h laskentaan, kuten

$$F_h = \frac{e F_s}{0,5 s}, \quad (2)$$

jossa e on säteisväly millimetreissä lävistimen ja leikkaimen välillä, F_s on lävistysvoima ja s on materiaalin ainevahvuus millimetreissä (I. Suchy 2006). Käytettäessä tavallista leikkuuvälystä on vaakasuuntaisen voiman arvo välillä 10 - 20 % lävistysvoimasta. Toisen esitetyn arvion mukaan (MiSUMi Corporation 2012), vaakasuuntaisen voiman arvo on välillä 28 - 38 % lävistysvoimasta teräsmateriaaleille. Vaikka tarkka ja yksiselitteinen tapa voiman määrittämiseksi puuttuu, on sivusuuntaisen kuormituksen suuruus merkittävä ja se on otettava huomioon tyynyn mitoituksessa. Lävistimen poisvedossa kitka aiheuttaa liikettä vastustavan voiman, jonka suuruus riippuu kitkakertoimesta μ pistimen ja materiaalin välillä. Pystysuuntaisen kitkavoiman arvo on yleensä noin 1 - 5 % lävistysvoimasta. (I. Suchy 2006)

Todelliset mittaustulokset antavat tarkemman kuvan lävistystapahtuman etenemisestä. Mittausten pohjalta laaditaan usein niin sanottu leikkauskäyrä, jossa x -akselilla on lävistimen liikematka ja y -akselilla lävistysvoima (E. Hug, et al. 2005). Käyrille on tyypillistä kuvan 10 mukainen muoto, jossa maksimivoiman sijainti asettuu yleensä välille 30 - 50 % ainevahvuudesta. (F. Klocke 2013)



Kuva 10. Periaatekuva lävistysvoiman kehitymisestä pistimen liikkeen funktiona.

Materiaalin murtumisen jälkeinen, käyrän lopussa näkyvä värähtely on puristinlaitteistoon varastoituneen kimmoenergian vapautumista. Kimmoenergiaa varastoituu elastisten muodonmuutosten kautta erityisesti puristimen tukirakenteisiin. Mikäli puristimessa käytetään hydraulista tehojärjestelmää, varastoituu potentiaalienergiaa lisäksi nesteesen sen kokoon puristuessa ja edelleen hydraulikomponentteihin. Materiaalin lopullinen leikkautuminen lävistyksessä vapauttaa varastoituneen potentiaalienergian hyvin nopeasti, noin 20 millisekunnissa. Läpileikkausta voidaan kuvailla varsin väkivaltaiseksi tapahtumaksi, jossa voi syntyä huomattavaa melua sekä iskuvärähtelyä puristimessa. Värähtely tarkoittaa komponenttitasolla iskukuormitusta välysten alueella, sekä materiaalia väsyttävää vaihtelevaa kuormitusta. (R. L. Wonsetler, et al. 2014)

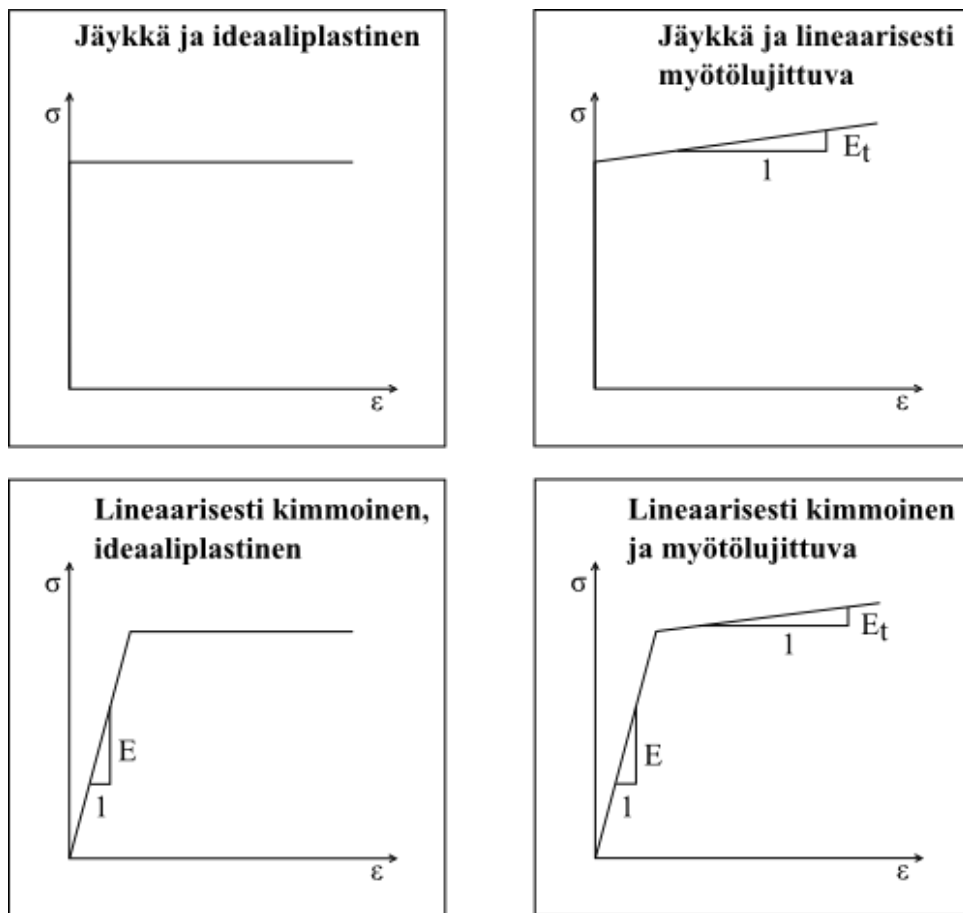
Jotta läpileikkauksen vaikutuksia voidaan arvioida ja ottaa huomioon suunnittelussa tulisi negatiivisen kuorman arvo pystyä määrittämään riittävällä tarkkuudella. Puristimeen varastoituneen kimmoenergian määrittäminen analysoimalla komponentteja on usein hankalaa suuren osamäärän takia. Kysymystä on helpompi lähestyä lävistettävän materiaalin kannalta. Negatiivisen kuorman arvioimiseksi on esitetty funktio lävistettävän materiaalin myötö- ja murtolujuuksien suhteen (R. L. Wonsetler, et al. 2014). Lävistettäessä matalalujuuksisia rakenneteräksiä on negatiivisen kuorman arvo noin 30 % lävistysvoiman maksimista. Erikoislujia materiaaleja lävistettäessä aiheuttaa materiaalin lopullinen murtuminen laitteistoon negatiivisen kuormituksen, joka voi olla jopa 80 % maksimivoimasta.

3.6 Materiaalimalleista

Materiaaliyhtälöt ovat jännitys- ja muodonmuutostilojen kytkentäyhtälöitä. Kytkentäyhtälöiden avulla pyritään kuvaamaan materiaalien käyttäytymistä kuormitusten alaisena riittävällä tarkkuudella. Materiaaliyhtälöiden luomaa kuvausta materiaalista kutsutaan materiaalmalliksi. Materiaaliyhtälössä jännitys-venymäyhteyden lisäksi muuttujina voivat olla lämpötila, aika ja venymänopeus. Tällainen materiaaliyhtälö yleisessä muodossaan on

$$\sigma = f(\varepsilon, T, t, \dot{\varepsilon}), \quad (3)$$

jossa σ on jännitys, ε on venymä, T on lämpötila, t on aika ja $\dot{\varepsilon}$ on venymänopeus (T. Salmi, et al. 2008). Kuvassa 11 on esitetty muutamia tyypillisimpiä metallien kuvaamiseen käytettyjä materiaalmalleja.



Kuva 11. Usein käytettyjä materiaalmalleja.

Jäykkä ideaaliplastinen materiaalmalli on yksinkertaisimpia materiaalmalleja. Siinä materiaali oletetaan kuormituksen alussa täysin jäykäksi, jolloin siinä ei esiinny elastista muodonmuutosta. Jännitysten kasvaessa myötörajalta R_e alkaa materiaali käyttäytyä ideaaliplastisesti. Ideaaliplastisella osuudella materiaaliin syntyy pysyvää muodonmuutosta jännitysten pysyessä myötörajalla. Vaikka kyseinen materiaalmalli on melko

heikko kuvaus todellisesta materiaalista, on sille sovelluksensa erityisesti metallien muokkausprosesseissa, joissa plastiset muodonmuutokset ovat selvästi hallitsevassa asemassa. Mikäli myös elastisuudella on merkittävä rooli materiaalin käyttäytymisen kuvauksessa, käytetään kimmoista ideaaliplastista mallia. Tällöin murtoviivan elastisella alueella jännitys-venymäyhteys määritetään materiaalin kimmomoduulin E avulla.

Mikäli materiaalin myötölujittuminen tai -pehmeneminen on merkittävässä asemassa, tulee ideaaliplastisesta mallista luopua. Usein myös plastisella alueella käytetään lineaarista kuvausta, jolloin puhutaan lineaarisesti myötölujittuvasta tai -pehmenevästä materiaalmallista. Lineaarikuvaus voidaan tehdä niin sanotun tangenttimoduulin avulla E_t , joka toimii plastisen osan kulmakertoimenä. Edellä esitetyissä materiaalmalleissa murtoviivan osat voidaan korvata myös epälineaarisilla käyrillä. Tällainen epälineaarinen kuvaus pohjautuessaan materiaalikoikiin olisi jo hyvin lähellä todellisen materiaalin käyttäytymistä. Myös kimmo- ja tangenttimoduuli olisivat tällöin venymän funktioita, jolloin malli olisi laskennallisesti jo varsin hankala käsiteltävä. Käytettäessä elementtimenetelmää lujuusopin ongelmien numeeriseen ratkaisuun johtaa jo lineaarisesti myötölujittuva materiaalmalli epälineaariseen laskentaan. Edellä esitetyt materiaalmallit ovat vain approksimaatioita todellisen materiaalin käyttäytymisestä ja sopivan mallin valitseminen on tehtävä tapauskohtaisesti tulosten tarkkuuden ja laskentakapasiteetin kompromissina. (T. Salmi, et al. 2008)

3.7 Lävistysvoima

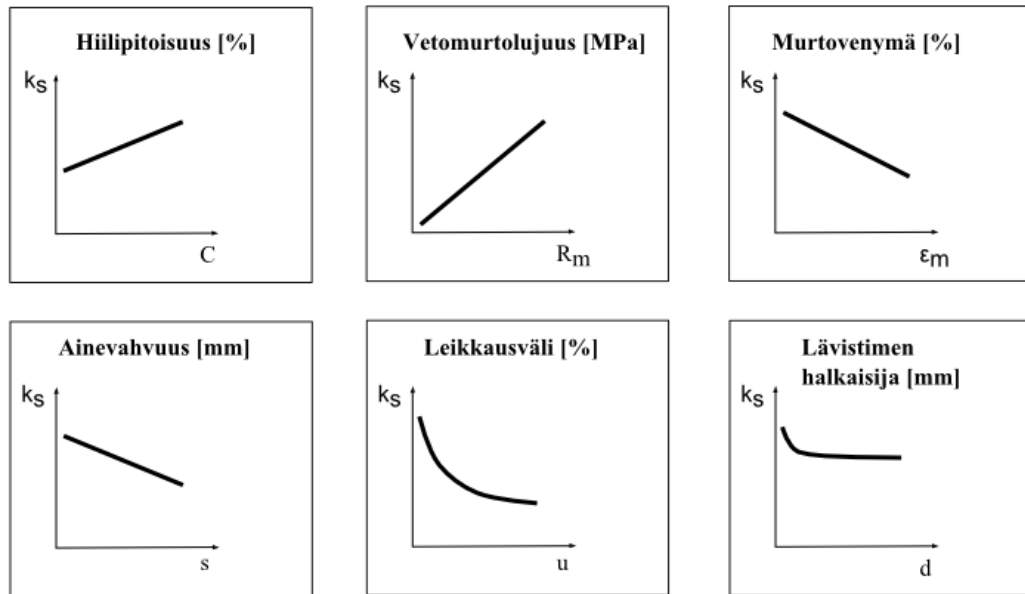
Lävistysvoiman määrittäminen on keskeisessä osassa suunnittelutehtävää, sillä laitteen teholuokka mitoitetaan saatujen tulosten pohjalta. Taloudellisesti ei ole kannattavaa ylimitoitaa järjestelmää, joten voiman tarve pyritään arvioimaan mahdollisimman lähelle todellista tilannetta. Johtuen materiaaliominaisuuksista ja jännitystilän kuvaukseen liittyvistä epävarmuustekijöistä, ei tarkkaa analyttistä ratkaisua ole saatavilla.

Tarvittavan lävistysvoiman arvio, reiän halkaisijan ollessa materiaalin ainevahvuutta suurempi ja lävistimen ollessa tasapäinen, voidaan laskea kaavasta

$$F_s = A_s k_s , \quad (4)$$

jossa leikkausvastusparametrin k_s vaihteluväli on $0,6 R_m - 0,9 R_m$. Approksimaation mukaan materiaalin leikkausvastus on leikkausmurtolujuuden lailla suoraan verrannollinen materiaalin vetomurtolujuuteen R_m . Pehmeille, helposti muokattaville teräksille joilla vetomurtolujuuden arvo on noin 350 MPa, on k_s/R_m -suhteen arvo välillä 0,8 - 0,9. Lujoimmille, runsashiilisemmille teräslaaduilla, aina murtolujuuden arvoon 700 MPa asti kerroin on välillä 0,6 - 0,65. Koska todellisessa lävistystapahtumassa materiaali ei ole täysin puhtaassa tasoleikkausjännitystilassa ja läsnä on lisäksi liikettä vastustavaa kitkaa, valitaan tarkemman tiedon puuttuessa kertoimeksi usein 0,8 (MiSUMi Corporation

2012). Kuvassa 12 on kuvattu suuntaa antavasti eräiden materiaali- ja työstöparametrien vaikutus leikkausvastuksen arvoon. (F. Klocke 2013)



Kuva 12. Materiaali- ja työstöparametrien vaikutus leikkausvastukseen (perustuu lähteeseen F. Klocke 2013).

Teräksillä hiilipitoisuuden kasvu kasvattaa materiaalin lujuutta, mikä aiheuttaa myös leikkausvastuksen kasvua. Murtovenymä ϵ_m kuvaa materiaalin sitkeyttä, jonka kasvaessa laskee yleisesti materiaalin lujuus ja siten myös leikkausvastuksen arvo. Lävistettävän ainevahvuuden kasvu laskee leikkausvastusta, sillä kasvanut materiaalmäärä nostaa myös materiaalivirheiden määrää. (F. Klocke 2013)

3.8 Lävistysnopeus

Kaupallisten leikkuu- ja lävistinkoneiden työstönopeus ilmoitetaan usein iskujen lukumääränä aikajaksoa kohden. Vaikka tämä on konehankintoja tehtäessä oleellinen tieto, ei sen perusteella voida päätellä leikkausprosessin yksityiskohtaisia liikenopeuksia. Laitesuunnittelun kannalta oleellisempi leikkausnopeus voidaan määrittellä työstettävän kappaleen pinnan ja leikkaavan työkalun välisenä suhteellisenä liikenopeutena. Leikkausnopeus määrittää suoraan materiaalin venymänopeuden, jolla on vaikutusta materiaalin elastisiin ja plastisiin ominaisuuksiin. Logaritmiseen venymämittaan perustuva venymänopeus yksiaksisiaalisessa tapauksessa on

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{d}{dt} \ln \frac{l}{l_0}, \quad (5)$$

jossa l on kappaleen hetkellinen pituus ja l_0 on alkupituus. Työstöprosessit voidaan jaotella venymänopeuksiansa perusteella. Venymänopeuden yksikkö on s^{-1} . Taulukkoon 1

on koottu venymänopeuksien perusteella tehty prosessijaottelu. (R. Neugebauer, et al. 2011), (F. Klocke 2013)

Taulukko 1. Muokkaus- ja leikkausprosessien venymänopeusalueet ja niiden merkitys.

Prosessiluokka	Venymänopeusalue [s ⁻¹]	Ajan merkitys prosessiparametrina
Superplastinen	10 ⁻⁵ - 10 ⁻³	suuri
Hidas	10 ⁻³ - 10 ⁻¹	huomattava
Keskinopeus	10 ⁻¹ - 10 ²	vähäinen
Suurnopeus	10 ² - 10 ⁷	suuri

Keskinopeusalueen muokkaus- ja leikkausprosesseissa deformaationopeuden vähäisestä vaikutuksesta johtuen materiaalin käyttäytyminen voidaan kuvata tarkasti elastoplastisena. Perinteisesti levytyöstössä venymänopeudet sijoittuvat usein keskinopeusalueelle 10⁻¹ - 10² s⁻¹ (R. Neugebauer, et al. 2011). Lävistimien ja leikkainten suhteelliset liikenopeudet ovat vastaavasti tällöin alueella 50 - 300 mm/s (N. Bay, et al. 2010).

Pääsääntöisesti materiaalin muokattavuus paranee deformaationopeuden alentuessa. Superplastisessa prosessiluokassa, jossa lämpötila on yli puolet materiaalin sulamislämpötilasta ja venymänopeus on riittävän alhainen, voidaan metallien huoneenlämmössä toteutuvan murtovenymän arvo ylittää moninkertaisesti. Superplastisissa muokkausprosesseissa materiaalin myötölujuus on erittäin alhainen ja venymä on jakautunut tasaisesti läpi kappaleen, sillä paikallinen muokkauslujittuminen materiaalissa estää kuroutumisen. (R. Neugebauer, et al. 2011), (Z. Horita, et al. 2000), (F. Klocke 2013)

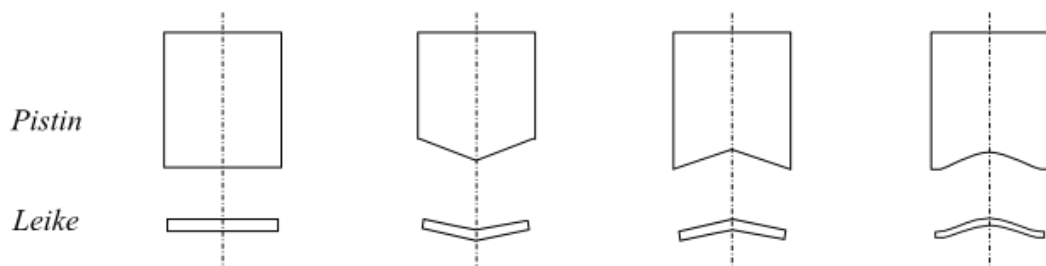
Suurilla venymänopeuksilla ajan merkitys prosessiparametrina kasvaa ja materiaalin viskoplastinen käyttäytyminen nousee merkittävään rooliin. Käytettäessä suuria työsnopeuksia lämpö ei ennätä johtua pois materiaalista, mikä aiheuttaa materiaalissa voimakastakin lämpötilan kasvua. Kasvanut lämpötila alentaa materiaalin lujuutta, mikä edistää plastisen deformaation syntymistä. Toisaalta suurten venymänopeuksien aiheuttama dynaamisen kovuuden ja siten myötölujuuden kasvu on kuitenkin osoitettu olevan yleensä kasvanutta lämpötilaa merkittävämmässä roolissa (S. Subramonian, et al. 2013), (A. H. Almasri, et al. 2007). Venymänopeuden ylittäessä arvon 10⁴ s⁻¹ liittyy prosessiin usein lisäksi jännitysaaltojen etenemistä materiaalissa, jolloin jännitystila saa dynaamisen luonteen (R. Neugebauer, et al. 2011), (W. N. Sharpe 2008).

Suurnopeusleikkausta kehittänyt yritys (ADIAPRESS 2008) käyttää lävistysprosessille, jossa suhteelliset liikenopeudet ovat yli 10 m/s, nimitystä adiabaattinen lävistäminen. Prosessi on saanut nimensä sen adiabaattisesta luonteesta, jossa kuormituskohdan alueella materiaalin lämpötila nousee lähelle sulamispistettä ja plastisen deformaation syntyminen helpottuu merkittävästi. Pistimen välittämän suuren kineettisen energian lisäksi myös itse leikkuupalan hitausvoima on merkittävässä asemassa leikkaantumisolmiössä.

Adiabaattisen lävistämisen eduiksi luetellaan tuottavuuden paranemisen ohella myös voiteluaineen tarpeettomuus ja lähes hienolävistyksen veroinen leikkausjälki.

3.9 Työkalujen muotoilu

Pistimen kärjen tai vaihtoehtoisesti tyynyn muotoilulla voidaan vaikuttaa huomattavasti tarvittavaan lävistysvoimaan. Tutkimusten mukaan pistimen pään muotoilulla voidaan saavuttaa jopa noin 30 %:n aleneminen tarvittavassa lävistysvoimassa. Tästä johtuen lävistyksen lopussa vapautuva kimmoenergia ja melutaso saadaan myös alhaisemmaksi. Tarvittavan voiman alentuessa lävistykseen vaaditaan kuitenkin suurempi leikkausmatka, mistä johtuen energiasäästöä ei pistimen tai tyynyn muotoilulla juurikaan saavuteta. (F. Klocke 2013) (Uddeholms AB 2015) Usein pistimen kärjeltä vaaditaan symmetrinen muotoilu, jotta vältetään rakennetta taivuttavilta kuormituksilta lävistyksessä. Tasapäisen pistimen kanssa voidaan vaihtoehtoisesti käyttää myös viistettyä tyynyä. Viisteen leikkauskulmaa vastaava korkeus rajoittuu yleensä suurimmillaan 1,5-kertaiseksi lävistettävästä ainevahvuudesta. Viistettyjen pistimien suurin ongelmallisuus liittyy terän kulumiseen ja kärjen ylläpitoon, mikä vaati teroittamista. Kuvassa 13 on esitetty yleisimmät pistimen kärjen muotoilut ja syntyvän leikkeen muoto. (I. Suchy 2006), (F. Klocke 2013), (Uddeholms AB 2015)



Kuva 13. Yleiset pistimen kärjen muotoilut.

Mikäli leikettä käsitellään leikkausprosessin tuotoksena, joudutaan usein käyttämään tasapäistä pistintä. Materiaalin lävistys voidaan suorittaa myös niin sanottuna puhkaisuna, jossa pistimen kärki muistuttaa muotoilultaan naulan kärkeä kärkikulman ollessa riittävän pieni, noin 20 - 60 astetta. Näin lävistyksessä estetään leikkeen syntyminen kokonaan ja lävistetty materiaali muodostaa helman reiän ulostulopuolelle. (Dayton Lamina 2004)

3.10 Työkalujen materiaalivalinnat

Lävistettäessä terästä vaaditaan pistimeltä ja tyynyltä korkeaa lujuutta, hyvää leikkauskykyä ja kulumiskestävyyttä. Koska pistin ja tyyny ovat kulutusosia, joiden elinikä on rajallinen, tulee niiden hinta olla myös kohtuullinen. Näihin vaatimuksiin vastaavia teräksiä nimitetään työkaluteräksiksi.

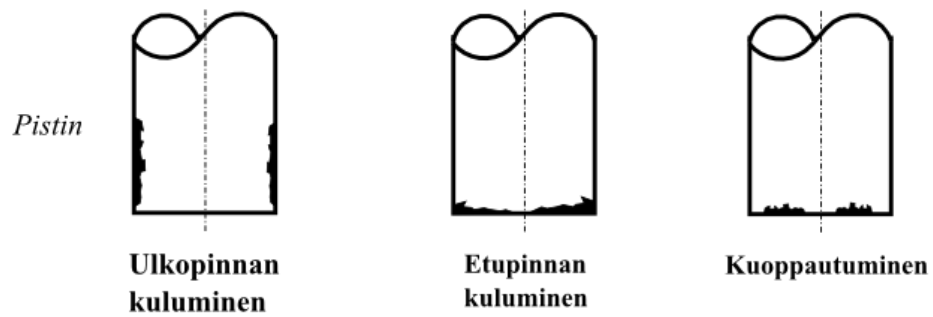
Lieriökantaisia pistimiä halkaisija-alueella 1 - 32 mm on käsitelty standardeissa (SFS-ISO 8020 ja SFS-ISO 8021). Vaikka pistimien materiaali on valmistajan valittavissa, on standardissa kuitenkin esitetty ohjeellisesti kaksi työkaluterästyyppeä. Ensimmäinen luokka ovat seostetut kylmätyöteräokset, joissa kromipitoisuus on välillä 5 - 12 %. Työkaluteräksiselle pistimelle kärjen HRC-kovuusarvo (Rockwell C -asteikko) on ohjeellisesti välillä 62 ± 2 ja kanta välillä 45 ± 5 HRC. Kylmätyöstöön tarkoitettujen työkaluteräksien käyttö rajoittuu yleensä alle 200 °C:n lämpötiloihin. Tyypillisiä seostettuja työkaluteräksiä ovat 90MnCrV8, X100CrMoV5 ja X153CrMoV12 (F. Klocke 2013).

Toinen luokka ovat pikateräokset, joissa 4 % kromipitoisuuden lisäksi on runsaasti muita erikoiskarbideja muodostavia seosaineita. Kovuusarvo kärjessä on välillä 64 ± 2 HRC ja kannassa välillä 52 ± 5 HRC. Pikateräs soveltuu korkeisiin, jopa noin 600 °C lämpötiloihin. Pikateräs tulee materiaalina kysymykseen erityisesti silloin, kun kyseessä on pienikokoinen työkalu ja suuret työstönopeudet. Tällöin työkalun lämpötila voi kohota työstön aikana kitkan vaikutuksesta, vaikka itse työstettävä materiaali ei juuri kuumenisi. Tyypillisiä pikateräksiä ovat HS 6-5-2, HS 6-5-3 ja HS 10-4-3-10. Materiaalitunnuksen ensimmäinen numero on volframin, toinen molybdeenin, kolmas vanadiinin ja neljäs koboltin pyörästetyt prosentuaaliset pitoisuudet (F. Klocke 2013), (K, Koivisto, et al. 2004). Työkaluteräksisiä pistimiä käytettäessä laskennallisen puristusjännityksen tulisi pysyä riittävän turvallisuuden nimissä alle 1300 MPa:n (I. Suchy 2006).

3.11 Pistimen kuluminen

Huolimatta panostuksesta pistimen materiaaliin ja pinnoitukseen, ei työkalun kulumiselta voida kokonaan välttää. Pistimen kulumiseen vaikuttaa työstettävän materiaalin lisäksi osaltaan myös työstölaitteen rakenteelliset ominaisuudet, kuten sen jäykkyys ja pistimen tuenta. Pistin määrittää viime kädessä työstöjäljen mitta- ja muototarkkuuden, mistä johtuen työkalun vaihtovälin tai teroitustarpeen osoittaa usein työstöjäljen huonontunut taso. Pistimen huoltoväli voi vaihdella aina 400 reiästä 25 000 reikään. Määrät ovat ääritapauksia, jossa alaraja vastaa erittäin raskasta työstöä ja yläraja pehmeiden ohutlevyjen leikkausta. (UniPunch 2000)

Pistimen kuluminen näkyy erityisesti reiän poistopuolen kasvaneena jäysteenä. Lisäksi kulunut pistin voi huonontaa prosessin hyötysuhdetta merkittävästi johtuen kasvaneesta työn tarpeesta. Kuvassa 14 on esitetty tyypilliset pistimissä esiintyvät kulumismuodot.



Kuva 14. Periaatekuva pistimen tyypillisistä kulumismuodoista.

Etupinnan kuluminen ja kuoppautuminen on yleisempää lävistettäessä ohutlevyjä, paksuuden ollessa alle 2 mm. Kulumismuodot pistimen etuosassa johtuvat ensisijaisesti ohutlevyn pienestä sivuttaisliikkeestä lävistyksen aikana. Pistimen sivuilla tapahtuva ulkopinnan kuluminen on puolestaan tavallisempaa lävistettäessä paksumpaa, yli 2 mm:n vahvuista levyä. Ulkopinnan kuluminen on seurausta kitkasta pistimen ja kohde-materiaalin välillä lävistyksen ja poisvedon aikana. (F. Klocke 2013)

Käyttämällä voiteluöljyä lävistyksessä voidaan pintojen väliin muodostaa kitkaa pienentävä kalvo ja vähentää siten pistimen kulumista. Suositeltava viskositeetti-alue ja lisä-aineistus käytettävälle öljylle riippuu lävistettävästä materiaalista ja sen ainevahvuudesta. Leikkausprosesseissa käytettäviä voiteluöljyjä on saatavilla P- ja EP-lisäaineistettuina (EP, engl. *extreme pressure*). P-lisäaineet ovat polaariyhdisteitä, kuten synteettisiä estereitä, joissa molekyylien sähköinen dipoliluonne aikaansaa voiteluaineelle hyvän tartunnan voideltavaan pintaan sekä estää epäpuhtauksien paikallista keskittymistä. EP-lisäaineet ovat voiteluaineen paineenkestoa parantavia, usein kloori- tai rikkiyhdisteitä. EP-lisäaineiden tehtävä on varmistaa voitelukalvon säilyminen kovan pintapaineen alaisena. Lävistettäessä normaalilujuuksista terästä ainevahvuuden ollessa 3,6 – 8 mm on sopiva voiteluöljyn viskositeetti välillä 30 - 100 mm²/s lämpötilassa 40 °C. Tällöin myös voiteluöljyn keskiraskas lisäaineistus niin P- kuin EP-lisäainein on suositeltavaa. (T. Mang, et al. 2007), (F. Klocke 2013)

Kulumista voidaan mitata kohteesta poistuneen materiaalitylaluuden ja liukumismatkan suhteena. Kulumiskokeiden yhteydessä poistuneen materiaalin määrä voidaan punnita tarkkuusvaakojen avulla. On osoitettu, että kuluminen on voimakkainta uuden pistimen käytön alkuvaiheessa. Tribologiassa alun voimakasta kulumisvaihetta kutsutaan sisään-ajokulumiseksi, jossa poistuneen materiaalitylaluuden V_r suuruutta voidaan kuvata kaavalla

$$V_r = \frac{F_N}{R_e} \delta (1 - e^{-n x}), \quad (6)$$

jossa F_N on pintojen välinen normaalivoima, δ on syvyys materiaalin pinnasta, n on kosketukselle ominainen vakio ja x on liukumismatka. Teoria on johdettu lähtien mate-

riaalin hilatasolta ja siinä myötölujuuden arvo osoittaa suurimman jännityksen arvon ennen atomien irtautumista hilarakenteesta. (F. Klocke 2013), (S. Kivioja, et al. 2010)

Pintojen kuluessa toisiaan vasten alkavat pinnankarheushuiput kulua ja pintojen geometrinen yhteensopivuus kasvaa. Lisäksi osa pintojen välisistä epäpuhtauksista liikkuu pois kosketusalueelta. Pintojen sisäänajon jälkeen kulumisen hidastuu ja kulumisnopeutta voidaan kuvata lineaarisen Holmin kulumisyhtälön avulla,

$$\frac{V}{x} = Z \frac{F_N}{H}, \quad (7)$$

jossa H on materiaalin kovuus ja Z on dimensiota kulumiskerroin. Nimittäjässä esiintyvä kovuuden arvo on usein myötölujuuden sijasta käytetty materiaalille ominainen parametri. Kovuuden arvona käytetään Vickers-kovuutta (tunnus HV), joka useiden metallien tapauksessa on noin 3 kertaa materiaalin myötölujuus (O. Takakuwa, et al. 2013). Vaikka sisäänajokulumisen ideaa on vaikea olettaa suoraan pistimen tapaukseen, jossa pintapari vaihtuu jokaisen iskun välillä, on pistimen kuntoa syytä tarkkailla tiiviisti heti käyttöönoton jälkeen. Pistimen selvittyä käyttöönotosta voidaan sen kulumisen olettaa tasaiseksi prosessin pysyessä samana. (S. Kivioja, et al. 2010)

Kulumista voidaan luokitella ryhmiin ainakin kulumismekanismien ja kulumista aiheuttavan suhteellisen liikkeen eli rasisitustyyppien pohjalta. Pistimen tilanteessa kulumista aiheuttaa ensisijaisesti pintojen välinen liukuminen. Iskukuormituksen vaikutus on läsnä vasta käytettäessä suuria lävistys- ja lähestymisnopeuksia. Toisaalta kulumista voi tapahtua ainakin neljällä eri kulumismekanismilla ja usein todellisissa sovelluksissa kyseessä on kahden tai useamman yhdistelmä. Kulumismekanismit ovat adhesiivinen, abrasiivinen, tribokemiallinen kulumisen sekä väsymiskulumisen. Liukuminen rasisitustyyppinä mahdollistaa kuitenkin lähtökohtaisesti kaikki neljä eri kulumismekanismia. (S. Kivioja, et al. 2010)

Adhesiivista kulumismekanismia voidaan mallintaa Holmin kulumisyhtälöä muistuttavan Archardin kulumisyhtälön avulla,

$$\frac{V}{x} = k \frac{F_N}{3 R_e}, \quad (8)$$

jossa k on kulumispartikkelin muodostumisen todennäköisyyskerroin. Käytännössä yhtälöt 7 ja 8 voidaan samaistaa, johtuen materiaalin myötölujuuden ja kovuuden riippuvuudesta. Kerroin k kuvaa muodostuneiden kulumispartikkeleiden lukumäärää suhteessa pinnankarheushuippujen välisiin kosketustapahtumiin. Johtuen kertoimen suuresta vaihtelualueesta on kulumisen määrittäminen huomattavasti kitkakertoimen määrittämisestä vaikeampaa. Kertoimen vaihteluväli voi olla teräkselle kuivan ja voidellun kosketuksen välillä jopa 10^{-2} - 10^{-10} vastaavasti. (M. B. Peterson, et al. 1980), (S. Kivioja, et al. 2010)

Abrasiivisessa kulumismekanismissa kovempi materiaali kyntää pehmeämpää aiheuttaen pinnan naarmuuntumista ja materiaalin poistumista. Kovempi materiaali voi olla pinnoista itsestään irronnutta muokkauslujittunutta partikkelia tai kosketuksen ulkopuolelta tulleita epäpuhtauksia. Abrasiivisen kulumismekanismin kulumisyhtälö on

$$\frac{V}{x} = \frac{2}{\pi} \tan(\theta) \frac{F_N}{H}, \quad (9)$$

jossa V on kynnetyn uran tilavuus, θ on kyntävän kartiomaisen ulokkeen kärkikulman puolikas. Kyseessä on kaikkien kosketuksissa olevien pinnankarheushuippujen geometrian keskiarvo. Abrasiiviseen kulumiseen vaikuttaa siis materiaalipintojen geometria sekä pinnan kovuus. Yhtälö vastaa siis Holmin yleistä kulumisyhtälöä, jolloin kulumiskerroin Z saa arvon noin $0,63 \cdot \tan(\theta)$ ja sen suuruus on luokkaa 10^{-1} . (M. B. Peterson, et al. 1980), (S. Kivioja, et al. 2010)

Tribokemiallinen kuluminen on seurausta metallien oksidikerroksen irtoamisesta, jolloin pintojen väliin syntyy kovuudeltaan huomattavasti perusmateriaalia kovempaa kulumispartikkelia. Tribokemiallisen kulumisen kulumisnopeus voidaan esittää käyttäen adhesiivisen kulumismekanismin kaavaa 9. Kun kulumistuotteena on pelkästään metallioksidia, mikä tribokemiallisen kulumisen tapauksessa pitää hyvin paikkansa, saa kulumispartikkelin muodostumisen todennäköisyys k muodon

$$k = A_o \frac{d}{v \xi^2 \rho_o^2} e^{-\frac{Q_a}{RT}}, \quad (10)$$

jossa Q_a on materiaalin aktivaatioenergia, R on yleinen kaasuvakio, T on kosketuskohdan absoluuttinen lämpötila, A_o on Arrheniuksen vakio, d on liukumismatka, joka tarvitaan tribokemiallisen kosketuksen aikaansaamiseen, v on liukumisnopeus, ξ on oksidikalvon paksuus ja ρ on oksidikalvon tiheys. (S. Kivioja, et al. 2010)

Väsymiskuluminen on seurasta tykyttävästä tai vaihtuvasta kuormituksesta. Materiaalin plastisoituessa tarpeeksi monta kertaa irtoaa väsymismurtuman seurauksena kappaleesta kulumispartikkeli. Väsymiskuluminen poikkeaa edellisistä kulumismekanismeista siten, että materiaalihukka tapahtuu verrattain suurin hyppäyksiin ja kuluminen kiihtyy kuormitushistorian kasvaessa. Hitaasti toistensa suhteen liukuvien pintojen tapauksessa väsymiskuluminen voi olla niin sanottua delaminaatiokulumista, jossa dislokaatiot kasaantuvat materiaalin raerajoille ja synnyttävät siten materiaalia heikentäviä huokosia. Delaminaatiokuluminen voidaan havaita materiaalin pinnalla plastisen venymän aiheuttamina muodonmuutoksina kuten aaltoiluna. Materiaalin pinnan alainen leikkausjännitys irrottaa lopulta kulumispartikkelin materiaalista. (S. Kivioja, et al. 2010) Pistimen kulumista ja elinikää on vaikea ennustaa tarkasti sovelluksessa puhtaasti teoreettiselta pohjalta. Tieto kulumismekanismeista ja tribologiasta yleisesti auttaa kuitenkin tulkitsemaan käytännössä saatuja havaintoja ja ohjaa oikeisiin korjaaviin toimenpiteisiin.

4. PUTKILÄVISTIMEN SUUNNITTELUPROSESSI

Laitteen suunnittelutyöhön sovittiin käytettäväksi kaksi kuukautta. Suunniteltaessa uutta laitekokonaisuutta, jossa hyödynnetään runsaasti valmiita standardoituja koneenosia sekä toimilaitteita on tavaran toimitukseen varattava lisäksi riittävästi aikaa. Valmiiden osien ja osalaitteiden soveltaminen laskee laitteen valmistuskustannuksia, mutta asettaa usein rajoituksia muulle rakenteelle suunnittelun kannalta.

Suunnittelutehtävät jakautuivat kahteen osaan. Mekaniikkasuunnittelussa lävistimen mekaaninen toiminnallisuus muodostuu koneistettavien ja kaupallisten rakenneosien sekä kiinnitysten välisenä kokonaisuutena. Hydraulikkasuunnittelu on laitetta käyttävän hydraulijärjestelmän toimi- ja ohjauslaitteiden mitoittamista ja valintaa sekä niiden muodostavan kokonaisuuden hallintaa. Laitteen mekaniikka- ja hydraulikkasuunnittelun rajapinnassa ovat keskeisinä parametreina lävistyksessä vaadittavat voimat, liikenopeudet, laitteen osien toiminnalliset mitat sekä liikeradat.

4.1 Asiakasvaatimukset

Asiakasvaatimukset ohjaavat tuotteen suunnittelua alusta lähtien läpi suunnitteluprosessin. Jotta lopullinen tuote vastaa mahdollisimman hyvin asiakkaan vaatimuksia ja toiveita, on alkuvaiheessa tehtävän määrittelylle varattava riittävästi aikaa. Dokumentoimalla asiakasvaatimukset huolellisesti työn alkuvaiheessa luodaan suunnittelutyölle selvät lähtökohdat. Vaatimuslista tulee laatia riittävän yksiselitteiseksi, jotta mahdollisilta väärinkäsityksiltä välttyttäisiin. Asiakkaan vaatimusten ja toiveiden selvittyä tulee ne muuttaa tarkoiksi teknisiksi määritelmiksi ja tuoteominaisuuksiksi eli spesifikaatioiksi.

Hydraulijärjestelmän suorituskyky tuli olla riittävä S420 teräslaadun lävistämiseen ainevahvuuden ollessa kahdeksan millimetriä ja reiän halkaisijan 25 mm. Lävistettävät kappaleet ovat putkia, joiden ulkohalkaisijat vaihtelevat välillä 60 - 140 mm. Kaikki putkikoot tuli kyetä lävistämään samalla laitteella mahdollisimman pienin muutostöin. Reiät ovat aina pareittain määritetyllä etäisyydellä putken päästä. Käsiteltävien putkien pituus on pisimmillään kuusi metriä.

Putken toiminnallisuuden kannalta, lävistyksessä syntyvät deformaatiot eivät saaneet olla suuria, jotta putkien sisään asennettavat osat mahtuisivat lopullisessa tuotteessa määritellyille paikoilleen. Putken ulkonäön kannalta pientä painumaa reiän ympäristössä ei pidetty haitallisena. Lävistettävien putkien poikkileikkaukseen liittyy lisäksi väistämättä geometrista vaihtelua, mikä tuli ottaa huomioon laitesuunnittelussa.

4.2 Tehtävän määrittely

Putkien materiaali on määritelty standardissa SFS-ISO 10025-3. Yleisten toimitusehtojen mukaisesti materiaalin ylempi myötöraja on 420 MPa ainevahvuuden ollessa alle 16 mm. Vetomurtolujuus kyseiselle materiaalille tulee olla välillä 520..680 MPa nimelliskoon ollessa alle 100 mm. Murtovenymän arvo on 19 % nimellispaksuuden ollessa alle 16 mm.

Suuresta pituudesta johtuen putken tulee olla kannateltuna myös lävistimen ulkopuolella lävistyksen aikana, ja tuennan tulee sallia putken pituussuuntainen siirtäminen lävistimeen ja pois. Rullarata nähtiin soveltamiskelpoiseksi tähän käyttötarkoitukseen. Putkien ulkohalkaisijan muuttuminen vaatii riittävään tuentaan korkeussäädön joko pohjalevyn tai rullaradan osalta.

Tehtäessä useampia reikäpareja putkeen tulee putken samalla puolella olevien reikien olla ± 1 mm:n tarkkuudella samalla pituussuuntaisella linjalla. Mikäli laitteen avulla tehdään yhden reikäparin lävistys kerrallaan, tarkoittaa se tarvetta putken pyörimisen estävälle ratkaisulle, siirrettäessä putkea syvemmälle lävistimeen reikäparien välillä. Lisäksi reikäparien tulee asettua tarkasti tietylle etäisyydelle putken päästä, mistä johtuen rakenteeseen tarvitaan säätyvä päätyvaste putken pituussuunnassa mahdollistamaan tehokas työskentely.

Mekaniikkasuunnittelun kannalta keskeinen määrittelykysymys on lisäksi kohteessa käytettävissä oleva tila. Asiakkaan kanssa tulisi projektin alkuvaiheessa sopia tuotteen ulkoiset mitat ja laatia mahdollisesti myös mitoituksellinen tasokuva (engl. *layout*), josta käy ilmi osien keskinäinen sijainti ja tilantarve kohteessa.

Hydrauliikkasuunnitteluun vaaditaan tiettyjä alkumäärittelyitä kuten koneikon ja kenttälaitteiden käyttöympäristö ja varustelu, sekä sähköistykseen liittyvät kysymykset. Hydrauliijärjestelmän määrittely voidaan toteuttaa asiakkaan kanssa yhteistyössä dokumentin *Hydrauliijärjestelmän tekninen erittely* avulla, mikä on esitetty standardin PSK 6711 liitteessä 1.

4.3 Lävistysvoiman laskenta ja todentaminen testein

Käyttämällä luvussa 3.7 esitettyä mallia lävistysvoiman laskemiseksi on taulukkoon 2 koottu eri putkikokojen kyseiset voima-arvot. Laskennallisissa tuloksissa on otettu huomioon putken pinnan kaareutumisesta johtuva leikkauspinta-alan kasvu verrattuna tasolevyyn. Laskennassa on käytetty veto- ja leikkausmurtolujuuden suhteena arvoa 0,8 ja näin saatu lävistysvoiman maksimi on esitetty vetomurtolujuuden standardoidulla vaihteluvälillä. Pistimen kärjen muotoilun vaikutus on oletettu olevan 30 %:n aleneminen lävistysvoimassa.

Taulukko 2. Laskennallinen lävistysvoiman vaihteluväli.

Putkikoko \ Pistin	Ø 25, kärki: tasapää	Ø 25, kärki: 30° harjakatto
Ø 60,3×2,9	(100 - 130) kN	(70 - 91) kN
Ø 76,1×6,3	(213 - 279) kN	(149 - 195) kN
Ø 88,9×6,3	(210 - 276) kN	(147 - 193) kN
Ø 114,3×8,0	(265 - 347) kN	(186 - 243) kN
Ø 139,7×8,0	(264 - 345) kN	(185 - 242) kN

Lävistystestit toteutettiin Tampereen teknillisen yliopiston laboratoriotiloissa, jossa käytävissä oli 600 kN:n käsikäyttöinen hydraulipuristin. Pistimiä hankittiin testejä varten 3 kappaletta toimittajalta AW Precision Limited. Kaksi pistimistä oli kärjeltään tasapäisiä, joista toinen oli pinnoitettu ja karkaistu. Kolmas pistimistä oli kärjeltään 30 asteen harjakatto ja se oli karkaisematon ja pinnoittamaton. Harjakaton kärkikulma oli 120 astetta, jolla ei aikaansaada luvussa 3.9 mainittua puhkaisuilmiötä. Pistinpidike suunniteltiin yhteensopivaksi testipuristimeen ja valmistettiin mittatilaustyönä. Kuvassa 15 on esitetty lävistystestissä käytetty testipenkki ennen ensimmäistä lävistystä.

**Kuva 15.** Lävistystestin koejärjestely.

Kuvassa näkyvä pistin on kärjeltään harjakatto ja lävistettävä putki kokoa Ø 60,3×2,9. Ensimmäiset lävistykset suoritettiin V-urallisen teräsalustan päällä ja pistimen poisvetoa varten putki kiinnitettiin liinan avulla alustaan. Koejärjestelystä tulee huomata seuraavat seikat. Putken tuenta alustaan toteutuu kaksinkertaisella viivakosketuksella, mikä ei estä putken uloimpien mittojen ylittävää deformaatiota. Putkea ei ole tuettu sisäpuolelta ja putkea kuormitetaan pistimellä vain yhdeltä puolelta. Taulukossa 3 on esitetty lävistys-

testin mukaiset lävistysvoimien arvot. Testit tehtiin kertaluontoisesti, sillä useampien testien tekeminen nähtiin tarpeettomaksi.

Taulukko 3. Testin mukaiset lävistysvoimat.

Putkikoko \ Pistin	Ø 25 (M2) kärki: tasapää	Ø 25 (M2), kärki: 30° harjakatto
Ø 60,3×2,9	60 kN	(40 - 50) kN
Ø 76,1×6,3	150 kN	-
Ø 88,9×6,3	140 kN	(110 - 120) kN

Lävistystestin tuloksista huomataan, että todellinen lävistysvoima on poikkeuksetta huomattavasti laskennallista arvoa alhaisempi. Laskennallinen lävistysvoima vaihteluvälin minimiltään on noin 40 - 60 % todellista arvoa suurempi. Tuloksista voidaan tehdä johtopäätös, että laskennassa käytetty veto- ja leikkausmurtolujuuden suhde on tarpeettoman ylimitoitettu. Edes käytettäessä leikkausvastusparametrin arvoa 0.6 - 0.65 ei laskennallinen arvo ole alimitoitettu. Toisaalta saadut lävistysvoimat ovat seurausta tyyntymästä lävistyksestä, mikä teorian puitteissa voidaan nähdä erittäin suurena leikkausvälyksenä, mikä alentaa tarvittavaa lävistysvoimaa.

Molemmat testeissä käytetyt pistimet olivat pinnoittamattomia ja karkaisemattomia ja ne on valmistettu molybdeeni-pohjaisesta AISI (engl. American Iron and Steel Institute) standardin mukaisesta M2 pikateräksestä. Tehdyt kolme lävistyskertaa pistintä kohden eivät aikaansaaneet kummassakaan pistimessä näkyviä kulumisvaurioita. Testeissä käytetyn pistinpidikkeen takalaippaan, joka oli valmistettu S355 teräksestä, aiheutui kuitenkin pientä painauma pistimestä. Työkaluteräksinen suojalevy pistimen kannan taakse todettiin tarpeelliseksi osaksi pistinpidikettä.

4.4 Lävistysnopeuden määrittäminen

Sylinteriltä vaaditaan vähintään noin 20 mm:n liike lävistettäessä 8 mm:n ainevahvuus ja irrottamaan leikkuupala putkesta. Lävistyksessä sylinterin positiivisen liikkeen kestoksi valitaan alustavasti 1 sekunti. Sylinterin teoreettinen liikenopeus on tällöin 20 mm/s. Hydraulisylinterien suositellut miniminopeudet perinteisin tiivistinratkaisuin ovat kuitenkin luokkaa 50 mm/s (H. Kauranne, et al. 2008). Tätä raja-arvoa alhaisemmilla nopeuksilla voi ilmetä niin sanottua tihkomisvärähtelyä, joka on seurausta liukupintojen välillä tapahtuvan lepo- ja liikekitkan vuorottelusta. Johtuen laitteen lyhyestä iskusta varsinaisessa työstössä, ei miniminopeuden alittamista pidetty kuitenkaan hyvin kriittisenä tekijänä. Lisäksi koska laitteen teholuokka kasvaa suoraan verrannollisesti sylinterien liikenopeuteen, pyrittiin liikenopeus pitämään alhaisena.

Sylinterien liikenopeudeksi valittiin 40 mm/s, jolloin lävistysliike tapahtuu noin 0,5 sekunnissa. Materiaalin venymäarvot ennen lopullista leikkautumista ovat murtovenymän mukaisesti dekadilla 10^{-1} . Materiaalin leikkautuminen tapahtuu yleensä syvyydellä 20 - 30 % materiaalin ainevahvuudesta, mikä tarkoittaa 8 mm:n lävistyksellä noin 2 mm:n penetraatiota. Valitulla sylinterin liikenopeudella penetraatioon kuluu noin 0,05 sekuntia. Valitulla liikenopeudella saavutettava venymänopeus voidaan laskea yhtälöstä

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{10^{-1}}{5 \cdot 10^{-2} \text{ s}} = 2 \text{ s}^{-1}, \quad (11)$$

josta nähdään venymänopeuden sijoittuvan dekadille 10^0 s^{-1} , mikä on varsin tyypillinen arvo levytyöstöprosesseille.

4.5 Putken deformaatiot

Projektin alkuvaiheessa konseptin toteuttamisenkelpoisuutta arvioitiin elementtimenetelmän (FEM, engl. *finite element method*) avulla. Käytetty ohjelmisto oli ANSYS 14.0. Elementtimenetelmäänalyysin (FEA, engl. *finite element analysis*) tarkoituksena oli selvittää putken deformaatiot arvioidun lävistysvoiman alaisena. Johtuen putkigeometriasta ja kuormitustilanteesta ei tietokonelaskennalle tehty vertailevaa lujuusopillista käsinlaskentaa. FEA:n avulla saadut tulokset vaikuttivat lähtökohtaisesti lupaavilta ja niiden pohjalta tehtiin päätös jatkaa konseptisuunnittelua, mutta tarve todellisen lävistystestin tekemiselle oli selvä.

Huhtikuun puolessa välissä putkinäytteille tehty lävistystesti oli suunnitteluprojektille käänteen tekevä vaihe. Putken deformaatiot lävistyksessä osoittautuivat yllättävän suuriksi ja lopulta syyksi, jonka takia hydraulikäyttöisen putkilävistimen konseptia ei nähty toteuttamiskelpoiseksi. Deformaatiot ylittivät sallituksen nähdyn tason tuotteen ulkonäön sekä toiminnallisuuden vuoksi. Toinen seuraus liiallisista muodonmuutoksista olisi putkien todennäköinen jumiutuminen ulkoiseen tuentaan, toteutettaessa se avautumattomana rakenteena. Vastaava jumiutumisen riski syntyisi myös putken sisäiseen tuentaan.

4.5.1 Elementtimenetelmäänalyysi

Jokainen laitteella käsiteltävä putkikoko tutkittiin staattisen lujuusanalyysin avulla. Kuormituksena käytettiin laskennallisesti arvioidun lävistysvoiman maksimia. Seuraavaksi on esitetty yhden FEA:n määrittely ja sen avulla saadut tulokset. Materiaalin jännitystilat on esitetty analyysissä von Mises -vertailujännitysarvojen avulla. Von Mises -vertailujännitys σ_{eq} voidaan esittää kaavalla,

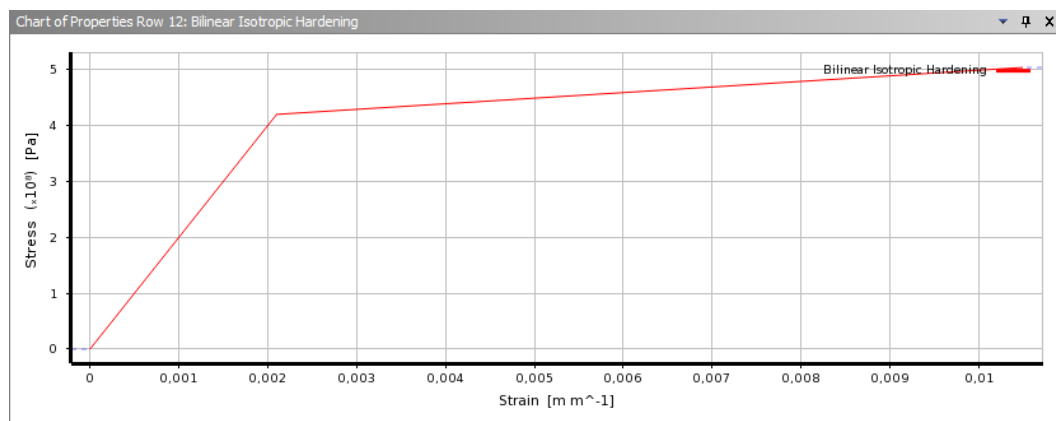
$$\sigma_{eq} = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}, \quad (12)$$

jossa $\sigma_{1,2,3}$ ovat laskentakohdan jännitystilän pääjännitykset. Pääjännityksien avulla materiaalipisteen jännitystila voidaan kuvata tarkastelukoordinaatistosta riippumattomasti. (SAS IP, Inc. 2011) Pääjännitykset ratkaistaan ominaisarvo-ongelmana käyttäen jännitystilän niin sanottuja pääinvariantteja $I_{1,2,3}$. Syy vertailujännityksien käyttöön on systemaattisessa jännitystilän kuvauksessa, jossa tarkastelupisteen jokaiseen mielivaltaiseen koordinaatistoon sidottu jännityskuvaus voidaan esittää yhden ja saman positiivisen jännitysarvon avulla. Sitkeille materiaaleille, kuten teräkselle von Mises - vertailujännitys on hyvä suure arvioitaessa materiaalin myötämistä (T. Salmi, et al. 2010). Tuloksissa esitetyt materiaalin venymät ovat vastaavasti von Mises - vertailuarvoja ε_{eq} jotka voidaan esittää yhtälöllä,

$$\varepsilon_{eq} = \frac{1}{1+\nu} \left[\frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2}{2} \right]^{1/2}, \quad (13)$$

jossa ν on materiaalin Poissonin luku ja $\varepsilon_{1,2,3}$ ovat tarkastelukohdan päävenymät. (SAS IP, Inc. 2011)

Seuraavaksi esitettävä analyysi on tehty putkikoolle Ø 88,9 x 6,3. Analyysi toteutettiin käyttämällä epälineaarista laskentaa, jossa huomioitiin materiaalin plastisoituminen ja muokkauslujittuminen. Syy muokkauslujittuvan mallin käyttöön oli selvä, sillä suurin osa putken muodonmuutoksista lävistystapahtumassa on pysyvää ja muokkauslujittuminen on keskeisessä osassa kylmätööstöä. Analyysissä käytettiin lineaarista isotrooppisesti myötölujittuvaa elastoplastista materiaalmallia. Materiaalin myötölujuudeksi määritettiin 420 MPa ja myötölujittumisen tangenttimoduuli asetettiin arvoon 10 GPa. Kuvassa 16 on esitetty analyysissä käytetyn materiaalmallin jännitys-venymäkäyrä.

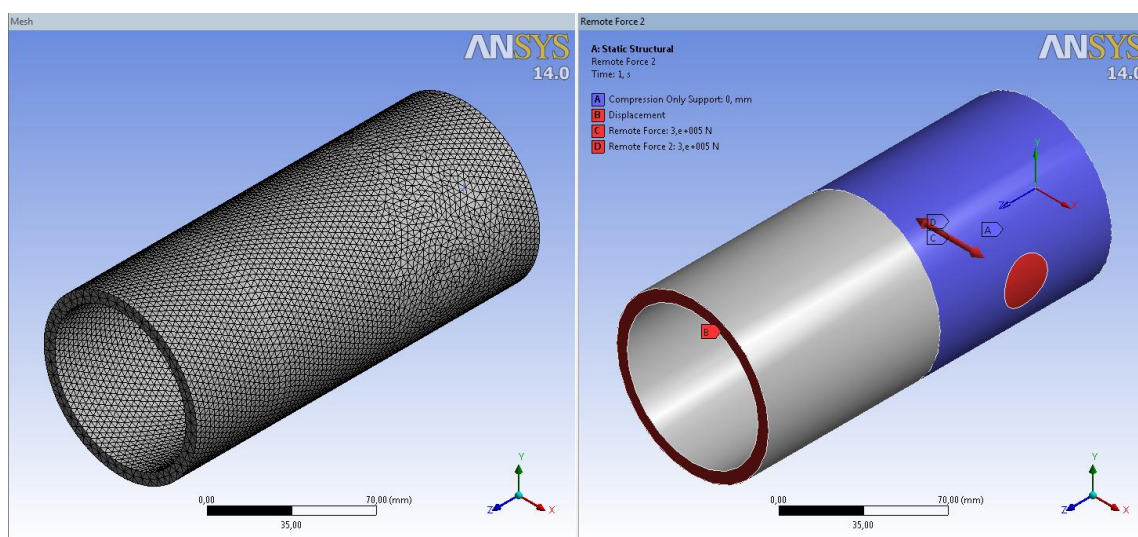


Kuva 16. Analyysin lineaarisesti kimmoisen ja myötölujittuva materiaalmalli.

Putken geometrisen mallin pituutena on käytetty simulaatiossa arvoa 200 mm. Putkimallin pituuden lisäys ei tuo muutosta putken jäykkyyteen näin paikallisessa kuormitus-tilanteessa. Kuormituksena on käytetty laskennallisesti arvioitua lävistysvoiman maksimia, jonka suuruus on pyöristetty ylöspäin arvoon 300 kN. Kuormitus on määritelty 25 mm:n halkaisijaiselle alueelle putken ulkopinnassa, molemmiin puolin. Kuormitus-

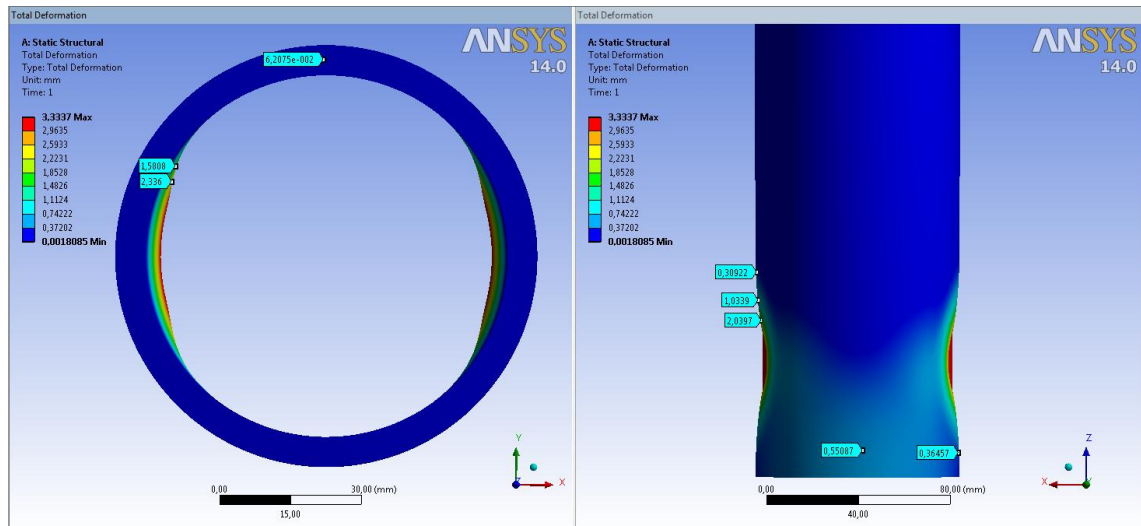
tyyppi (engl. *remote force*) on määritelty jäykäksi (engl. *rigid*), jolloin kuorman vaikutusalue ei muuta muotoaan. Kyseisellä kuormitusmäärittelyksellä on pyritty mallintamaan pistimen kärjen kosketusta putkeen muuttamatta analyysiä varsinaiseksi kontaktitehtäväksi.

Putki on tuettu 100 mm:n pituiselta alueelta symmetrisesti lävistyskohdan ympäriltä. Tuenta on määritetty analyysin reunaehtona estämään putken uloimpien mittojen ylittävät deformaatiot (engl. *compressive only*), mikä vastaa konseptissa putken ulkopuolista, sylinterimäistä tuentaa. Lisäksi putken pituussuuntainen liike on estetty (engl. *displacement*). Kuvassa 17 on esitetty analyysissä käytetty elementtiverkko sekä tuennan ja kuormitusten määrittely.



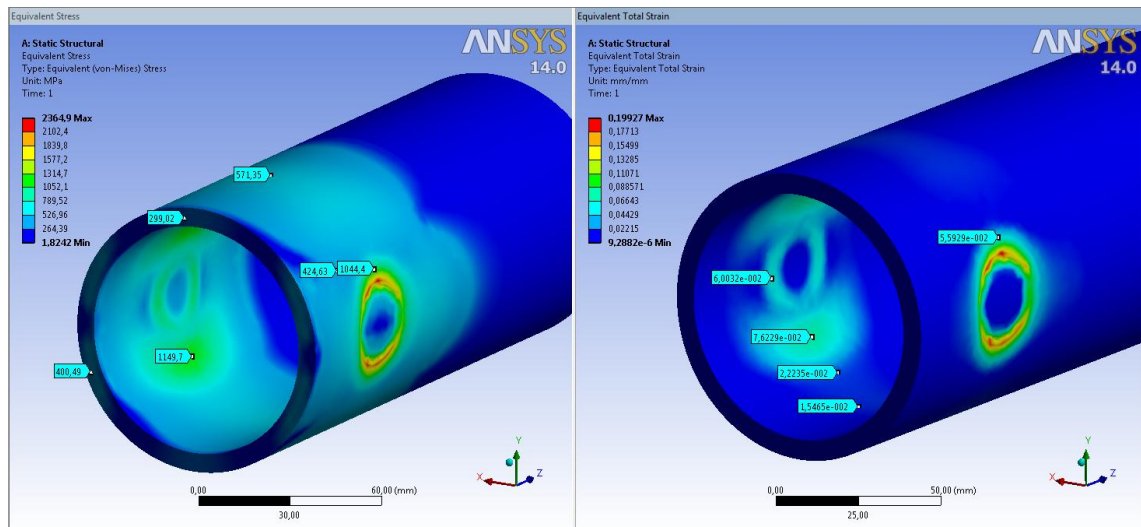
Kuva 17. Elementtiverkon ja kuormitustilanteen määrittely.

Käytettyjen tetraedrielementtien tavoite koko on 3 mm ja lukumäärä noin 69 300. Elementtien keskisolmut (engl. *element midside nodes*) ovat käytössä, mikä muuttaa elementit neliöllisiksi. Kuvassa 18 on esitetty putken muodonmuutokset kuormituksen alaisena.



Kuva 18. Putken muodonmuutokset kuormituksessa.

Maksimisiirtymä reiän välittömässä läheisyydessä on noin 2,5 mm. Putken siirtymät ovat lähes kokonaan kuormitus suunnassa. Siirtymä putken päädyssä on noin 0,5 mm, mikä on samaa kokoluokkaa kuin koskemattomien putkien geometrinen vaihtelu. Putken muodonmuutoksia pidettiin hyväksyttävällä tasolla. Kuvassa 19 on esitetty putken vertailujännitykset ja -venymät.



Kuva 19. Vertailujännitys- ja kokonaisvenymäkenttä putkessa.

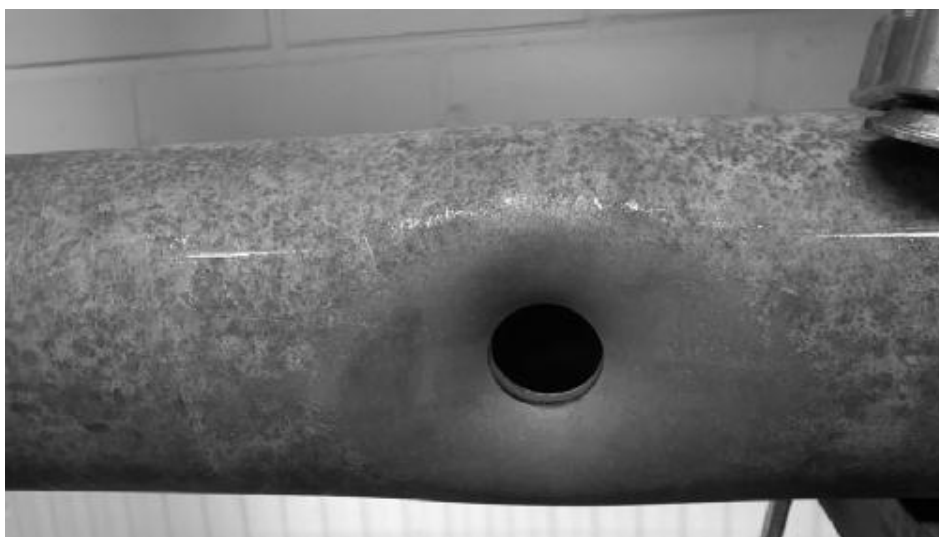
Putken vertailujännityksen maksimi on yli 2000 MPa, joka ylittää putken murtorajan selvästi ja suurin kokonaisvenymä on noin 20 %, josta suurin osa on plastista venymää. Jännitysarvot putken ulkopinnalla ja kuormituskohdan linjalla ovat luokkaa 570 MPa, jotka ovat myös selvästi yli materiaalin myötörajan. Lisäksi putken sisäpinnalla on nähtävissä kuormitusalueen ylä- ja alapuolella lähes 1150 MPa:n jännityskeskittymät. Jännitysten perusteella materiaalin murtuminen alkaa jo selvästi analyysissä käytettyjä kuormituksia aiemmin. Tehtyjen analyysien perusteella putken ulkohalkaisijaan suhteutettuna koolla $\varnothing 88,9 \times 6,3$ syntyivät suurimmat deformaatiot. Tehtyjen FEM-

analyysien pohjalta putkien lävistäminen ilman sisäpuolista tuentaa nähtiin mahdolliseksi.

4.5.2 Lävistystesti

Lävistystestin päätavoite oli todentaa FEM-analyysin avulla saatujen deformaatioiden paikkansapitävyys. Kuten luvussa 4.3 todettiin, ei lävistystestissä käytetty putken tuenta vastannut täysin suunniteltua lävistyslaitteistoa, mutta mikäli deformaatiot olisivat olleet kohtuullisia testipenkissä, olisi myös suunnitellun putkilävistimen rakenteen voinut todeta toimivaksi. Testissä mitatut lävistysvoimat on esitetty taulukossa 3.

Vastoin alkuperäistä olettamusta, jokainen testattu putkikoko koki kuitenkin erittäin suuria muodonmuutoksia lävistyksen aikana. Lävistyksille luonteenomaista oli sylinterivoiman satureituminen hieman alle maksimiarvon, jonka alaisena putki jatkoi deformaationista pistimen iskun edessä. Kyseessä oli materiaalin paikallinen kantokyvyn menetys. Vasta merkittävien muodonmuutosten jälkeen lävistysvoimassa tapahtui pieni nousu ja materiaalin lopullinen murtuminen. Käsikäyttöisestä puristimesta johtuen testilävistykset tapahtuivat huomattavasti suunniteltua prosessinopeutta hitaammin. Lävistys kesti putkikoosta ja pistimestä riippuen 10 - 20 sekuntia. Alentunut lävistysnopeus ei kuitenkaan ole syy putken mittaviin deformaatioihin. Kuvassa 20 on esitetty putken Ø 88,9 x 6,3 tasapaisella pistimellä lävistetty reikä. Reiän seinämässä on nähtävissä luvussa 2.2 esitetyt tyypilliset alueet.



Kuva 20. Lävistetty putki sivulta, putkikoko Ø 88,9 x 6,3.

Kuvassa 21 on esitetty sama lävistyskohta ylhäältä päin. Painuma reiän reunalla oli suuruudeltaan kyseisellä putkikoolla yli 10 mm, mikä ylitti selvästi sallitun tason. Pullistuma putken sivuille oli samaa suuruusluokkaa.



Kuva 21. Lävistetty putki ylhäältä, putkikoko $\varnothing 88,9 \times 6,3$.

Putken ulkoisen sivutuennan vaikutusta muodonmuutoksiin testattiin asettamalla putkinäyte ruuvipenkkiin lävistyksen ajaksi. Ruuvipenkin leuat suljettiin putken ympärille käyttäen kevyttä voimaa. Testauksessa käytetty tuenta on esitetty kuvassa 22.



Kuva 22. Lävistetty putki sivuttaistuettuna.

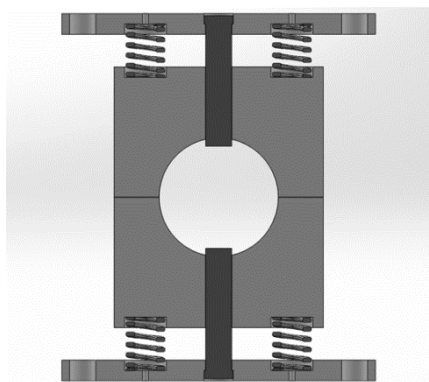
Sivuttaistuennan lisääminen ei tuonut tilanteeseen merkittävää parannusta ja deformaatiot ylittivät edelleen sallitun tason moninkertaisesti. Poistettaessa putkinäytettä ruuvipenkistä huomattiin putken painautuneen suurella voimalla vasten sivuttaistukia. Tästä johtuen putkilävistimen kiinteään tuentaan liittyisi huomattava riski putken jumiutumisesta. Vaikka lävistettyjen putkikokojen pysyvissä siirtymissä havaittiin pientä vaihtelua, ylittivät ne kaikki selvästi niille sallitun tason.

4.6 Mekaniikkasuunnittelu

Mekaniikkasuunnittelun lähtökohtana oli suunnitella lävistin, jonka avulla putkeen voidaan tehdä yhtäaikaaisesti vähintään yksi reikäpari. Laite tuli suunnitella omaksi kokonaisuudekseen, joka kykenisi tuottamaan tarvittavan puristusvoiman lävistyksen. Kokonaisuus vaatii vähintään yhden hydraulisylinterin ja pistimen putken molemmin puolin. Putken tuli olla riittävästi tuettu lävistyksen aikana. Lisäksi tuennan täytyi olla yhteensopiva useammalle putkikoolle. Kahden reikäparin yhtäaikaisen lävistämisen ideasta luovuttiin, sillä tarvittava lävistysvoima nousee suoraan verrannollisesti reikien määrään. Toisaalta, mikäli sylinterikohtaisten pistimien lävistystä eriaikaistettaisiin esimerkiksi pistimien pituuksia muuttamalla aiheuttaisi se rakenteeseen haitallista taivutusmomenttia. Mekaniikkasuunnittelun apuna on käytetty 3D-mallinnus-ohjelmistoa SolidWorks. Mallinnuksessa on hyödynnetty valmiita 3D-malleja seuraavilta valmistajilta: ABB, AW Precision Limited, Bosch Rexroth, Lesjöfors ja Omron.

Suunnittelun alkuvaiheessa tehtiin tietoinen valinta luopua putken sisäpuolisesta tuennasta. Toteutettaessa tuenta jäykästi, muodostaa sen rakenne ulokepalkin, jonka täytyy kyetä kantamaan koko sylinterin kehittämä maksimivoima. Minimietäisyys kuormituskohdan ja tuentapisteen välillä olisi rakenteen vuoksi yli 110 mm. Sylinterin maksimivoimalla kuormitettuna tuennan etäisyys muodostaa jo huomattavan momenttivarren. Oletettaessa sylinterin maksimivoima arvoon 350 kN, aiheutuu jäykän tuennan tukipisteeseen pienimmilläänkin jopa 38 500 Nm:n taivutusmomentti. Rakenteen jäykkyys heikentyisi entisestään, mikäli se toteutettaisiin putkimaisena rakenteena leikkuupalojen poistoa varten. Leikkuupalojen poisto rakenteesta voitaisiin toteuttaa esimerkiksi pneumaattisen imun avulla. Putken sisähalkaisijan tulisi olla vähintään 40 mm, jotta kaksi leikkuupalaa mahtuisivat ongelmitta putken sisälle. Putkikoolla $\varnothing 76.1 \times 6.3$ tämä tarkoittaisi putkituennan ainevahvuuden jäämistä alle 12 mm.

Luonnosteluvaiheessa perehdyttiin yleisesti käytettyjen rakenneratkaisujen tutkimiseen. Ilman sisäpuolista tuentaa tehtävään putkien lävistämiseen on esitetty kuvan 23 mukainen rakenneratkaisu (S.L. Semiatiin 2006).



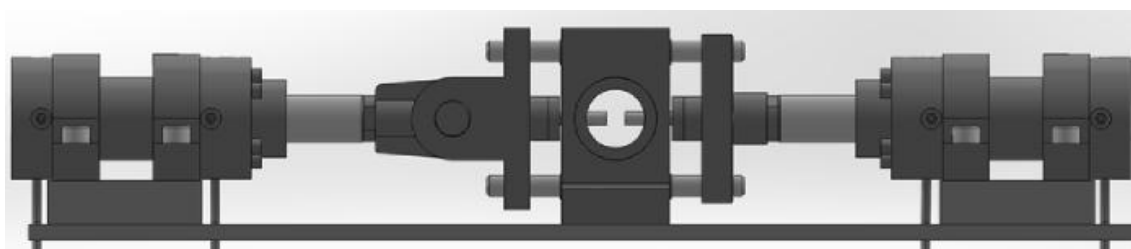
Kuva 23. Lävistintyökalu avautuvalla rakenteella.

Työkalun niin sanottu putkipesä on toteutettu avautuvana kaksiosaisena rakenteena. Osat kelluvat jousikuormitteisesti pistimen pitämiseen tarkoitettujen levyjen välissä. Alempi levy kiinnitetään esimerkiksi puristimen kiinteään pohjalevyyn ja ylempi liikkuvaan puskimeen. Rakennekonseptia ei voitu kuitenkaan soveltaa tällaisenaan, sillä lävistettävät putket ovat liian raskaita lävistyksen aikana tapahtuvaan pystysuuntaiseen liikkeeseen.

Mikäli putkipesän alapuolinen osa kiinnitettäisiin ilman jousia jäykästi pohjalevyyn, voitaisiin lävistyksessä käyttää vain yläpuolista pistintä. Lävistettäessä reikäpareja, putkea tulisi tällöin kiertää 180 astetta aina lävistysten välillä. Jotta putkien käsittelyssä saavutettaisiin riittävä tarkkuus ja nopeus tarvittaisiin laitteeseen erillinen pyörytyksen toteuttava moottoriratkaisu. Tämä nähtiin liian kalliiksi toteuttaa.

4.6.1 Konsepti 1 – yhtenäiset liukujohteet

Keskituenta päätettiin pyrkiä toteuttamaan yhtenäisenä rakenteena ja käyttää kahta pistintä yhtä aikaa lävistyksessä. Putken sisäpuolisen tuennan toteuttaminen oli arvioitu myös lähes mahdottomaksi toteuttaa. Päätösten pohjalta luotu ensimmäinen varteenotettava rakennekonsepti on esitetty kuvassa 24. Mallissa on nähtävissä kaksi vaihtoehtoista kiinnitysratkaisua sylinterien männänvarsille.

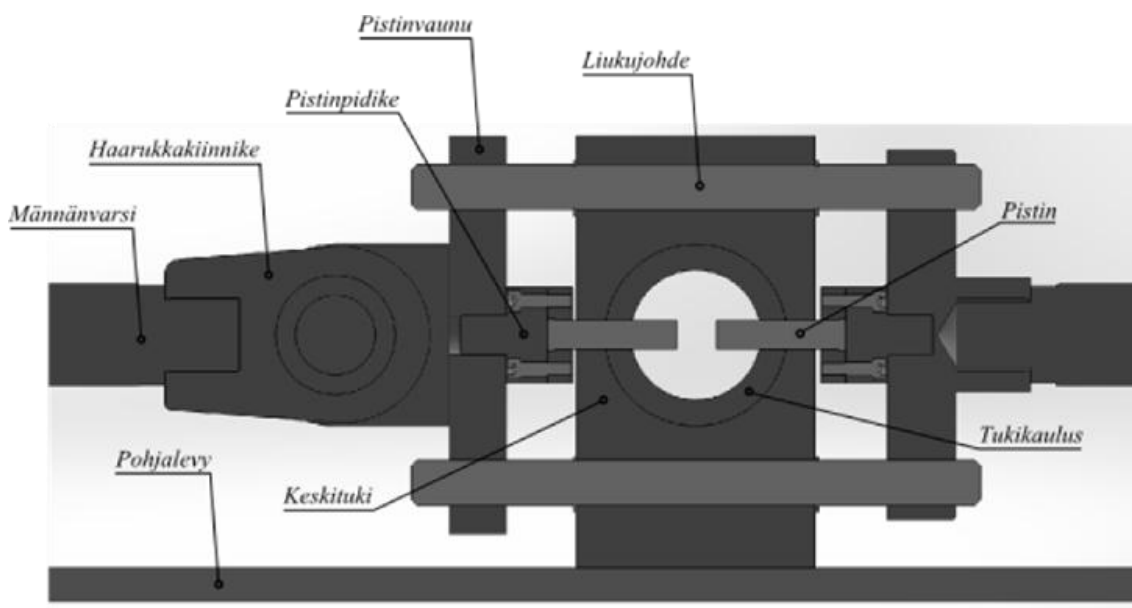


Kuva 24. Rakennekonsepti 1 kahdella eri pistimen kiinnitysratkaisulla.

Konseptissa on pyritty ennen kaikkea ratkaisemaan tärkeimmät suunnittelutehtävät kuten pistimien kiinnitys, sekä putken tuenta ja sylinterien liitäntä rakenteeseen. Rakenteelle ei ole vielä tässä vaiheessa tehty lujuusopillista tarkastelua, mistä johtuen rakenteen mittasuhteet eivät ole todenmukaiset. Putken tuenta on toteutettu ulkopuolelta sylinterimäisesti kiinteän ja avautumattoman keskituen avulla. Keskituki on kiinnitetty pultein pohjalevyyn. Vaihtelevien putkikokojen tuenta ratkaistiin käyttämällä vaihdettavaa rei'itettyä tukikaulusta. Tällöin vaihdettaessa putkikokoa riittäisi ainoastaan keskiöön työnnettävän kauluksen vaihtaminen.

Hydraulisyliinterit on asennettu siten, että männänvarsien ollessa täysin ulkona eivät laitteen liikkuvat osat ylety painautumaan keskiötä vasten. Myöskään pistimien kärjet eivät saa ylettyä kontaktiin edes leikkuupalojen jäädessä kiinni kärkiin. Sylinterien kiinnitys on toteutettu kiinteillä jaloilla, joiden avulla asennus pohjalevyyn onnistuu ilman lisärakenteita. Kiinteän jalkakiinnityksen huono puoli on sylinteriputkea taivuttava

kuormitus sekä jalkojen kiinnityspultteihin kohdistuva leikkausjännitys, mikä voidaan toisaalta kantaa erillisen kiilakiinnityksen avulla. Kuvassa 25 on esitetty rakennekonseptin poikkileikkaus ja lävistimen keskeisten osien nimitykset.



Kuva 25. Poikkileikkaus rakenteesta ja osien nimitykset.

Pistinpidike toteutettiin kaksiosaisena, pultein suljettavana rakenteena. Pistinpidikkeen taka- ja etulaippa sulkevat pistimen kannan sisäänsä, jolloin pistin pysyy kiinni pidikkeessä niin puristuksessa kuin vedossakin. Pistimen vaihto voidaan tehdä avaamalla pidikkeen pultit ja poistamalla laippa pistimen takaa. Vastaavaa pistinpidikkeen rakennetta käytettiin lävistystesteissä.

Konseptissa keskituennan läpäisee tukikauluksen ylä- ja alapuolelta liukujohteet, joiden tehtävä on ohjata pistinvaunujen ja siten pistimien lävistysliikettä. Kaksi liukujohdetta pistinvaunua kohden nähtiin riittäväksi, ja eri sijoittelumahdollisuuksista parhaaksi valittiin liukujohteiden sijoittaminen laitteen keskilinjalle symmetrisesti.

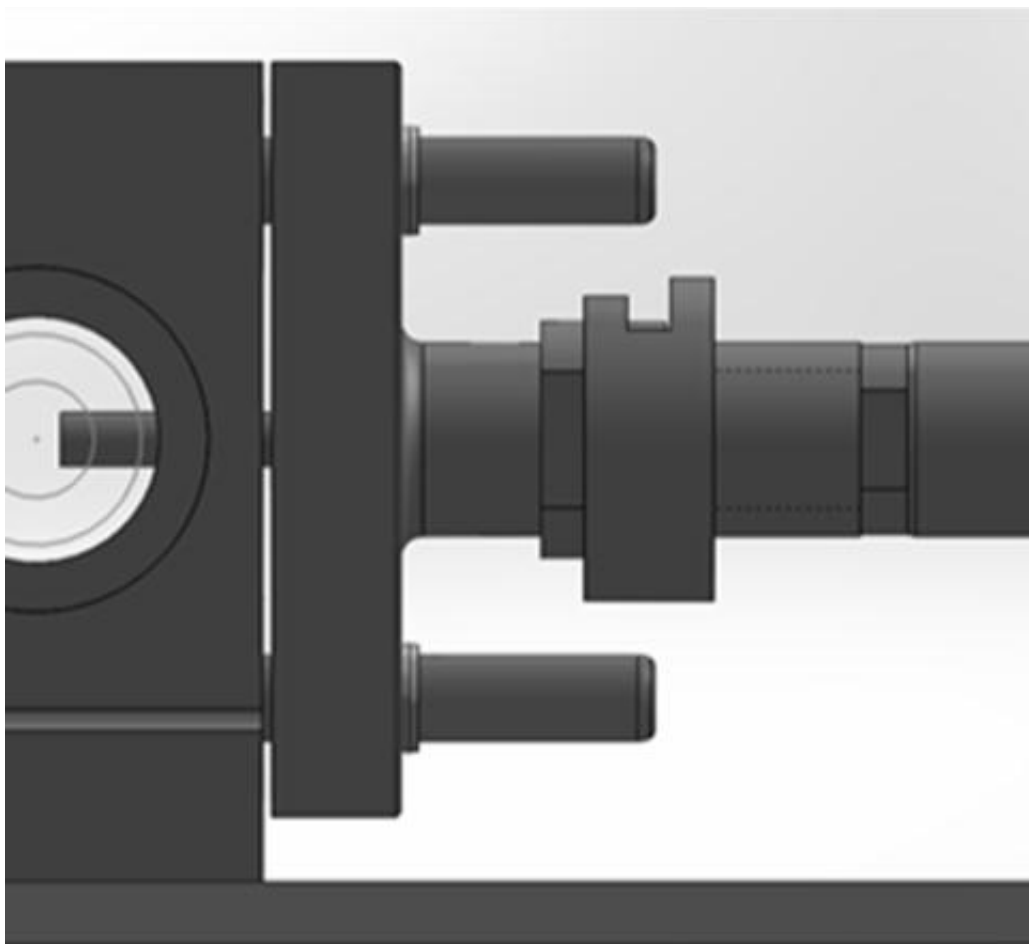
Pistinvaunujen kiinnitys hydraulisylinterin männänvarsiin voitaisiin toteuttaa haarukkakiinnikkeen avulla, joka on sylinterivalmistajien tarjoama valmis kiinnitysratkaisu. Haarukkakiinnike mahdollistaa sylinterin nopean irrottamisen muusta rakenteesta. Toisaalta pistinvaunu voi olla myös suoraan kiertein kiinnitettynä männänvarteen, jolloin pistinvaunun irrottaminen sylinteristä vaatii ensin vaunun vetämisen pois liukujohteilta. Rakenne ei salli kummassakaan kiinnitysratkaisussa merkittävää linjauksvirhettä lävistysakselilta, sillä tällainen virhe aiheuttaisi liukujohteita kuormittavaa taivutusta.

Laitteen valmistustarkkuuden kannalta liukujohteiden tulisi olla yhtenäisiä, jolloin keskitukeen tehtäisiin vain yksi poraus liukujohdetta kohden ja vastakkaisten pistinvaunujen paikoitustarkkuus riippuisi vain porauksen linjauksesta sekä liukujohteiden suorudesta. Toisaalta keskituennan ollessa järeä kasvaa reiän pituus suureksi, mikä ei ole toi-

vottavaa. Lisäksi koko keskituennan läpäisevä poraus heikentää rakennetta. Liukujohteiden pituussuuntainen lukitus on toteutettu lukkorenkain.

4.6.2 Konsepti 2 – erilliset liukujohteet ja männänvarren pikakiinnitys

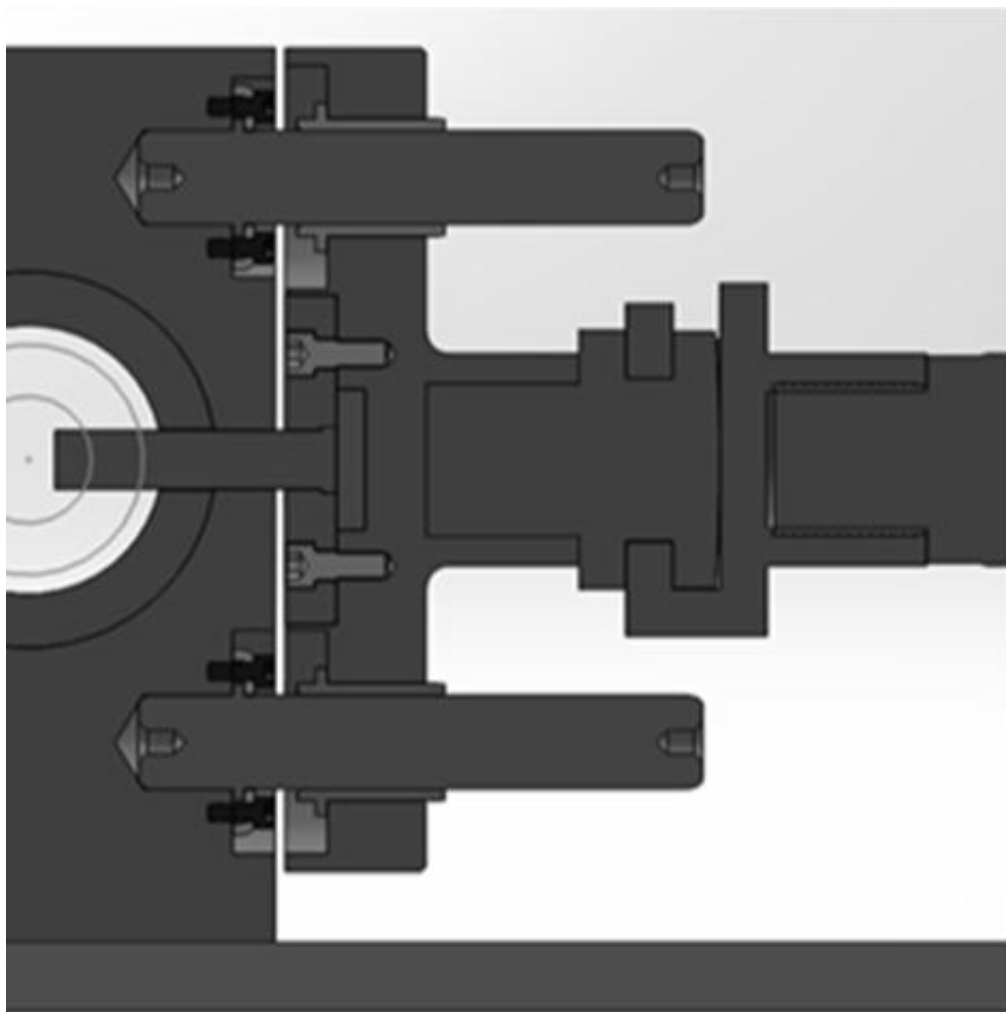
Rakenteen tarkkuusvaatimuksista johtuen rakenteen tulisi olla mahdollisimman yhtenäinen ja sen laajamittaista purkamista ja uudelleen kokoamista tulisi välttää. Edellä esitetyn haarukkakiinnityksen etu on nimenomaan liitoksen nopeassa purkamisessa ilman pistinvaunun irrottamista liukujohteilta. Toisaalta haarukkakiinnityksen varjopuoli on liitoksen suurehko koko. Laitesuunnittelun kannalta lävistimen kokoa tulisi pyrkiä pienentämään missä mahdollista. Tämä tavoite ohjasi suunnittelua suuntaan, jonka tuloksena saatiin kuvassa 26 esitetty toinen rakennekonsepti.



Kuva 26. Rakennekonsepti 2 männänvarren pikakiinnityksellä.

Rakenteen suurin ero aikaisempaan on pistinvaunun kiinnitys männänvarteen uritetun kiinnikkeen avulla. Kiinnitys voidaan purkaa nopeasti ja sen avulla pistin saadaan huomattavasti lähemmäs männänvarren päätä verrattuna haarukkakiinnitykseen. Kiinnitys-

ratkaisun idea on lainattu alan komponenttitoimittajan suunnitteluohjeesta (MiSUMi Corporation 2012). Kuvassa 27 on esitetty rakenteen poikkileikkaus.



Kuva 27. Rakennekonseptin 2 poikkileikkaus pistinvaunun alueelta.

Rakenne mahdollistaa pistimen vaihtamisen ilman vaunun irrottamista johteiltaan. Tässä konseptissa pistimen etukaulus on lisäksi upotettu pistinvaunuun tilan säästämiseksi. Pistinvaunu toimii samalla pistinpidikkeen takalaippana työkaluteräksisen takalevyn kanssa. Haluttaessa kuitenkin poistaa vaunu johteiltaan tulee sylinteri ajaa taka-asentoon ja kiertää kiinnike irti vaunusta. Kun kiinnikkeen etuosa on kierretty irti vaunusta ja nostettu pois sylinterin päässä olevan osan urasta, mahtuu vaunu tulemaan pois johteiltaan.

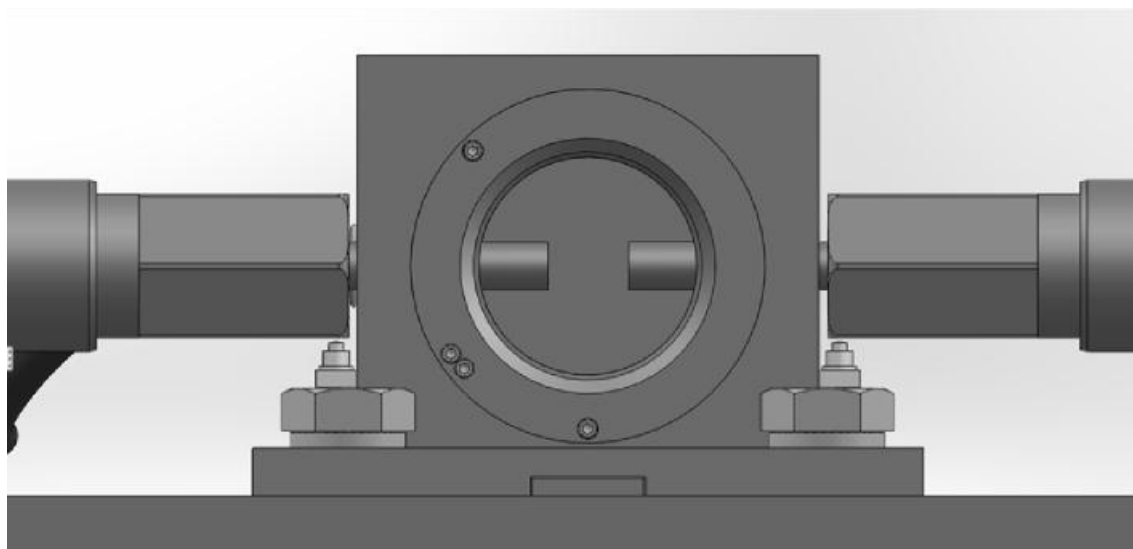
Konseptissa hyödynnetään lisäksi valmistajien valmiita liukujohteita tai ohjuripylväitä ja laakerointiratkaisuja. Lineaarilaakerointi ohjuripylvääseen toteutetaan ohjausholkkien avulla, joissa liike tapahtuu liukupintojen välillä tai vaihtoehtoisesti vierintäelimien kautta. Ohjuripylväin toteutettavat puristinyksiköt voidaan jaotella niissä käytettyjen ohjurien perusteella kolmeen eri luokkaan. Ensimmäisen luokan muodostavat niin sanotut kaupalliset puristinlaiteyksiköt, joissa liukujohteiden ja liukulaakeroinnin toleranssit

ovat alueella 10 - 20 μm . Tämän luokan puristinlaitteita käytetään yleisesti taivutus ja muokkausprosesseissa. Mikäli ohjurien liukupintojen valmistustarkkuutta parannetaan ja toleranssiastetta tiukennetaan, puhutaan tarkkuuspuristinyksiköistä. Parantunut asemointitarkkuus mahdollistaa laiteluokan käytön myös leikkausprosesseissa. Kolmannen ja oman ryhmänsä muodostavat vierintälaakerein varustetut laiteyksiköt, joilla saavutetaan paras asemointitarkkuus ja tuenta. Vierintälaakerit ovat suuren kokoluokan laitteissa yleisesti käytetty ratkaisu. (I. Suchy 2006)

Keskiön tukirakennetta ei porata läpi asti, mutta rakenne vaatii 4 lyhempää porausta keskirakenteeseen. Näin aikaansaadaan ehyempi keskirakenne, mutta reikien keskinäinen paikoitustarkkuus asettaa edelleen valmistukselle haasteita. Ohjuripylväiden valmiit kiinnitysratkaisut, kuten niin sanotut varvaskiinnittimet asettavat osaltaan tilavaatimuksia rakenteelle.

4.6.3 Konsepti 3 – laakeroitu pistin

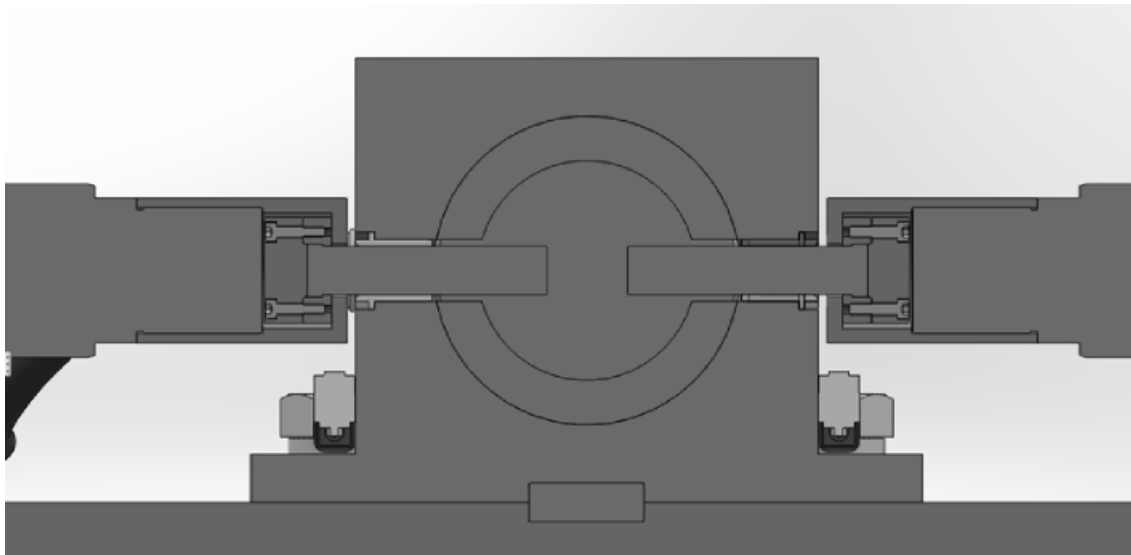
Edellä esiteltyihin rakennekonsepteihin, erityisesti liukujohteiden käyttämiseen, vaikuttivat kieltämättä alan yleiset suunnittelukäytännöt, joissa korostetaan rakenteen tarkkuus- ja jäykkyysvaatimuksia. Erillisten pistinvaunujen käyttö mahdollistaa useamman pistimen rinnakkaisen kiinnityksen, mikä usein kaupallisissa laitteissa on tarpeen. Yksinkertaisin ratkaisu on usein kuitenkin toteuttamiskelpoisiin ja toimintavarmin. Kolmannessa konseptissa on pyritty ennen kaikkea yksinkertaistamaan laitteen rakennetta ja vähentämään tarvittavaa osamäärää. Liikkuvien osien vähentyessä myös laitteen mekaaninen turvallisuus käyttäjän kannalta paranee. Laitekonseptin kolmas ja lopullinen muoto on esitetty kuvassa 28.



Kuva 28. Rakennekonsepti 3.

Ero aikaisempiin rakennekonsepteihin on liukujohteiden ja pistinvaunujen puuttuminen. Pistimet on laakeroitu keskituentaan laakeriholkein, jolloin pistimien liike on edelleen

ohjattu riittävällä tarkkuudella. Lisäksi pistimien kiinnitystä sylinteriin on muutettu siten, että liikeakselin suuntaista pituutta on saatu lyhennettyä entisestään. Keskituen ja pohjalevyn välillä on kiilaliitos, jonka tarkoitus on kantaa valtaosa leikkauskuormasta pulttien sijaan. Kuvassa 29 on esitetty poikkileikkaus rakenteesta.

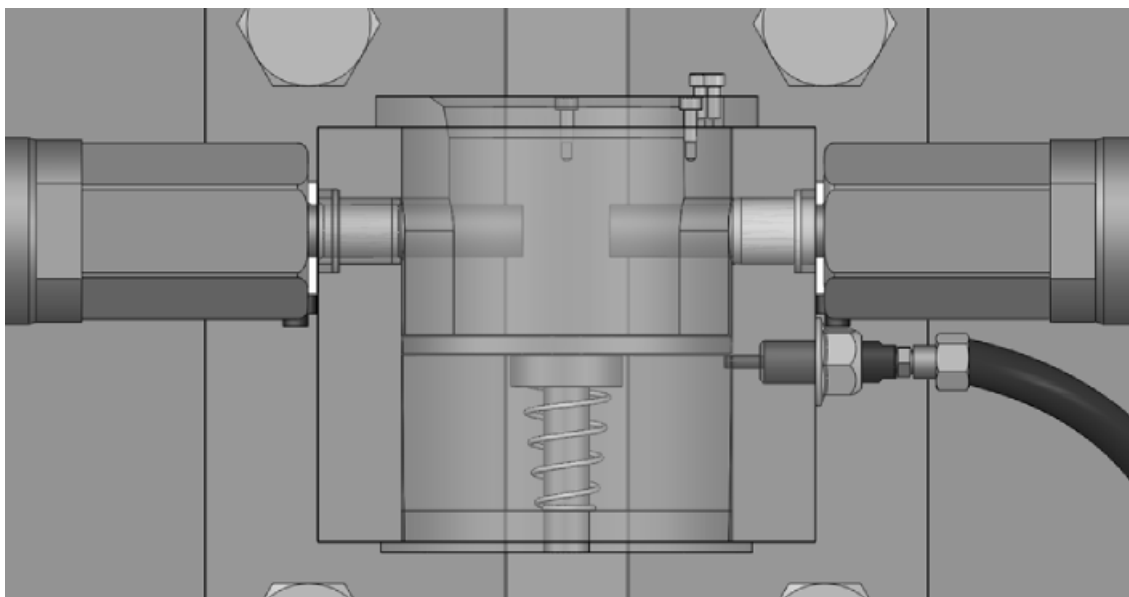


Kuva 29. *Rakennekonseptin 3 poikkileikkaus.*

Pistinpidike on sijoitettu sisään mutterikiinnikkeeseen, joka kierretään suoraan sylinterin männänvarren kierteisiin. Suljettu mutterikuori kiinnittää pistinpidikkeen männänvarreen myös vedossa. Pistimen vaihto onnistuu kiertämällä mutterikuori irti männänvarresta ja ajamalla sylinteri taakse. Liukujohteiden poistuessa rakenteesta keskituentaa voitiin madaltaa, mikä vähensi keskituentaa taivuttavaa kuormitusta. Lisäksi sylinterien korkeusaseman laskiessa, niiden ja pohjalevyn väliin ei tarvittu enää korokepaloja. Lävistyslinjan laskeutuminen on lisäksi edullista pohjalevyn kuormituksen kannalta, sillä tällöin se altistuu pienemmälle taivuttavalle kuormitukselle. Mekaniikkasuunnittelun osana tehdyt lujuusopilliset laskelmat on esitetty liitteessä A.

4.6.4 Laitteen jatkosuunnittelu

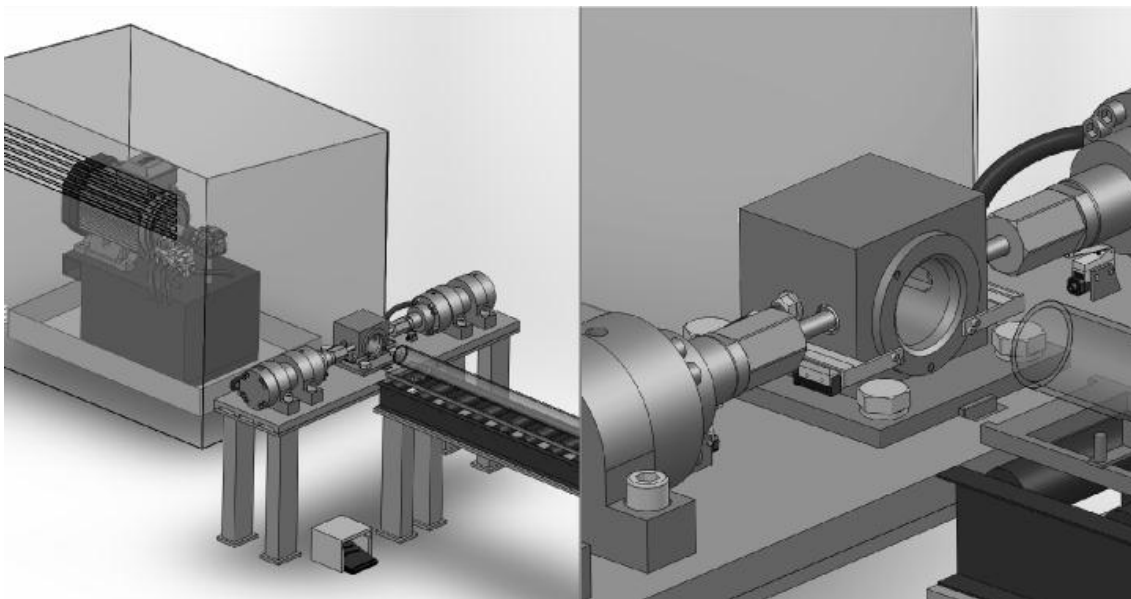
Lävistimen eniten luovaa suunnittelua vaativa osuus liittyi edellä esiteltyissä konseptissa käsiteltyihin osiin. Uutta laitetta suunniteltaessa on usein edullista hyödyntää mahdollisimman paljon valmiina saatavia koneenrakennuksen standardiosia, joiden hinta on kohtuullinen ja toimintavarmuus tiedossa. Kuvassa 30 on esitetty keskituennan sisäinen rakenne ylhäältä päin, mistä nähdään laitteeseen suunniteltu kaupallisia komponentteja soveltava pituusvaste.



Kuva 30. Laitteen keskituen sisäinen rakenne ylhäältä katsottuna.

Säätyvä pituusvaste voitaisiin toteuttaa lähtökohtaisesti ainakin paineilman, hydraulii-
kan tai sähkömagnetismin avulla. Pneumatiikasta luovuttiin, sillä se vaatisi erillisen
paineilmajärjestelmän laitteen yhteyteen. Koska laite toteutettaisiin ilman putken sisäis-
tä tuentaa, ei paineilmalle olisi tarvetta myöskään leikkuujätteen poistossa. Sähkömag-
neettien eli solenoidien avulla pituusvaste olisi yksinkertainen toteuttaa, mutta saatavilla
olevat komponentit kestävät huonosti mekaanista rasitusta ja niiden avulla kehitettävät
voimat ovat pieniä. Solenoidien kaksitoimisuus tulisi lisäksi toteuttaa jousikuormittei-
sesti. Sähkömekaaniset sylinterit olisivat kallis ja liian raskastekoinen ratkaisu, sillä
tilaa oli rajallisesti.

Koska hydraulista tehoa on saatavilla, oli hydraulii-
kan käyttö perusteltua. Lisäksi käyt-
tötarkoitukseen oli saatavilla sopiva hydraulinen miniatyyrisylinteri, jossa sylinterin
ulkopinta on kierteitetty kiinnitystä varten. Putken pituussuuntaisen vasteen suunnitte-
lussa haasteellisuus liittyi lävistettävien putkien koon vaihteluun. Putkien ulkosäteen
vaihteluväli on 40 mm, mikä asettaisi minimivaatimuksen liikkuvan pituusvasteen is-
kunpituudelle. Koska minisyylinteriä ei ollut tarjolla tarvittavassa kokoluokassaan riittä-
vällä iskunpituudella, suunniteltiin rakenteeseen jousikuormitteinen vastinlevy, joka
toimii päätyvasteena putken kokoluokasta riippumatta. Puristusjousi valittiin kartiomal-
liseksi tilan säästämiseksi. Rajoitinlevyissä oleva tappi varmistaa levyn suoraviivaisen
liikkeen keskituennan sisällä. Minisyylinterin männänvarren radiaalinen kuormitus on
otettu huomioon poraamalla rakenteeseen männänvarren tukeva tiukasti toleroitu ohjaus-
reikä. Kuvassa 31 on esitetty yleiskuva putkilävistimestä ja siihen liittyvistä oheisraken-
teista.



Kuva 31. Putkilävistimen yleiskuva.

Laitteen työskentelykorkeudeksi on suunniteltu noin yksi metri. Koneenkäyttäjän paikka on pöydän edessä rullaradan päässä, jossa sijaitsee jalkaohjauksen poljin. Lisäksi tämä olisi tarvittaessa sähköisen ohjauspaneelin sijoituspaikka. Rullaradan päällä kulkee teline, johon voidaan nopeasti vaihtaa putkikokojen mukaan vaihtuvat korokepalat. Toteuttaessa putken pyörimisen esto tarpeelliseksi, voidaan se toteuttaa sähkömagneetin avulla osana telineen korokepalaa. Putkilävistimen layout-kuva on esitetty liitteessä B.

Hydraulisylinterien jaksollinen tahdistus on toteutettu käyttäen ulkoisia sähkömekaanisia rajakytkimiä. Vaihdettaessa lävistettävää putkikokoa voidaan päätyrajan asemaa muuttaa ilman lisätyötä vaihtokauluksiin kiinnitettyjen ”kosketuskielten” avulla. Kielet taipuvat elastisesti sylinterin tullessa kontaktiin ja kytkevät kielen alla olevan rajan. Osan mitoituksella voidaan vaihdella sylinterin aiheuttamaa kytkentää, vaikka rajakytkin on asennettu kiinteästi paikoilleen. Muuttuvien rajojen tarkoitus on rajoittaa tarvittava sylinterin liike mahdollisimman lyhyeksi ja estää sylinterin jatkuva päätyyn ajo.

4.7 Hydraulijärjestelmän suunnittelu simulointia hyväksi käyttäen

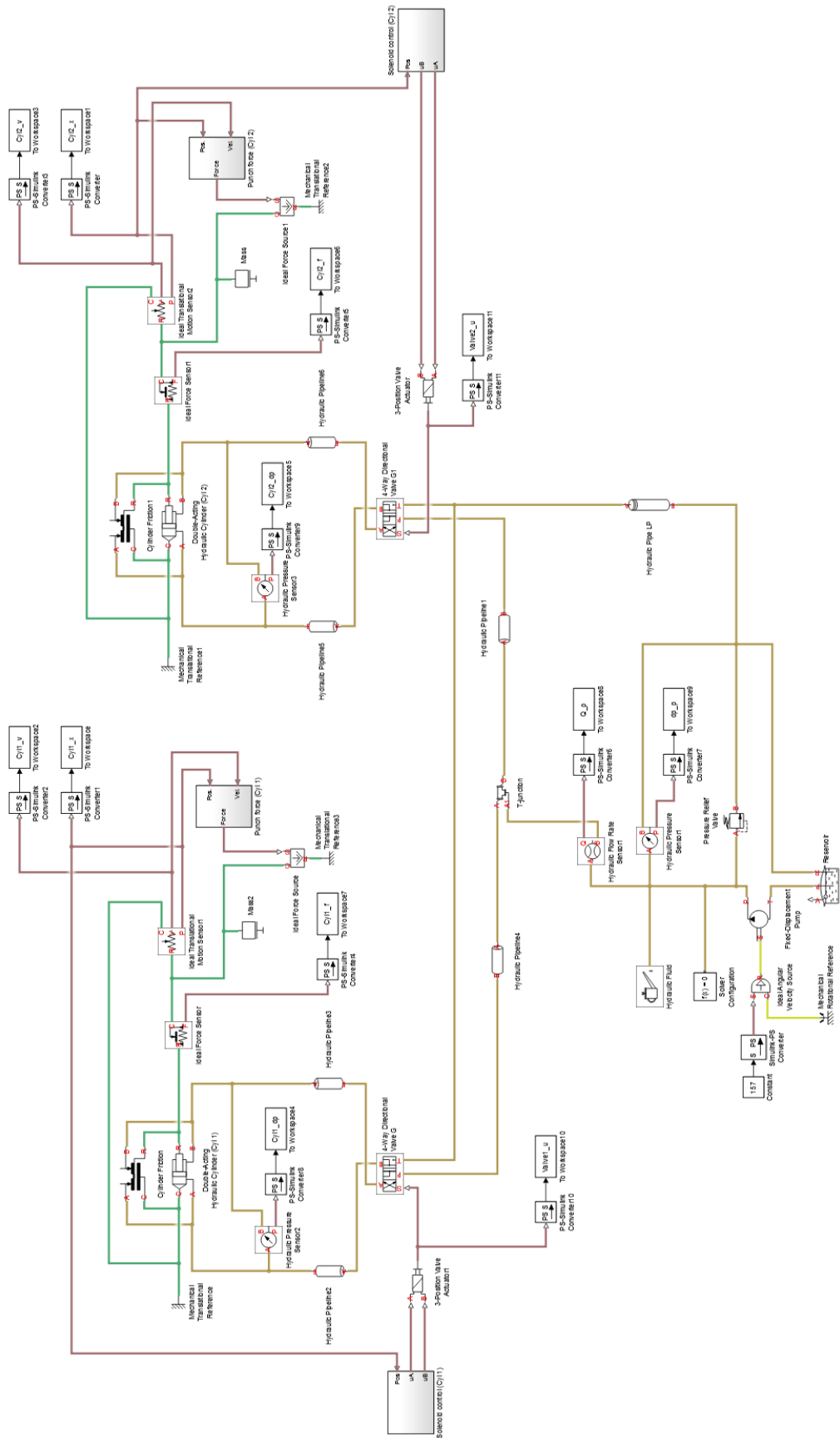
Hydraulijärjestelmä on tyypiltään avoimen piirin teollisuusjärjestelmä. Hydraulijärjestelmän suunnittelua ohjasivat mekaaniset suorituskykyvaatimukset sekä alussa tehdyt tietoiset valinnat. Suunnitellulle hydraulijärjestelmälle halutut erikoispiirteet ovat rauhallinen lähestymis- ja lävistysliike, sekä hankintakustannuksiltaan mahdollisimman alhainen ja toimintavarma ratkaisu. Lisäksi järjestelmän ominaisuuksiin kuuluu lyhyt liikematkan tarve sylintereillä, liikkuvien osien pieni inertia, nopea kuormituksen muutos sekä työliikkeen lyhyt ajallinen osuus työsyklistä. Järjestelmän käyttösovellusta voidaan pitää normaalina jaksottaisena käyttönä, mikä vastaa standardin PSK 6704 mukai-

sesti käyttöikävaatimusta 4000 - 8000 tuntia. Jatkuva painetaso käyttösovelluksessa ei saa tällöin ylittää arvoa 250 bar. Edellä mainitut päätökset ohjasivat järjestelmäratkaisua suuntaan, jossa komponenttien lukumäärä on pyritty minimoimaan ja toiminnallisuus toteuttaa vaaditun minimitason. Toiminnallisuuden minimitaso täyttyy, kun sylintereitä voidaan ajaa molempiin suuntiin toisistaan riippumatta ja sylintereiltä saatava voima riittää lävistykseen. Käytönaikaista liikenopeuden säätöä ei järjestelmässä tarvita. Suuntaventtiileiden ohjaukset toteutettiin sähköisesti, jolloin voidaan hyödyntää rajakytkimiltä saatavaa signaalitietoa.

Laite koostuu kahdesta erillisestä sylinteristä, jotka liikuttavat kumpikin yhtä pistintä teräsputken lävistämiseen. Pistimet ovat kiinnitettyinä sylinterien männänvarsiin. Pistimet lävistävät vaakatasossa samaa työkappaletta vastakkaisilta puolilta ainevahvuuden ollessa työkaluille sama. Ihanteellisessa tilanteessa tämä tarkoittaisi sylinterien yhtenevää kuormitusta, mikä mahdollistaisi ongelmattoman rinnankytkennän sylintereille. Koska lävistyksessä materiaalin lopullisen murtumisen ajoitukseen vaikuttavat kuitenkin työkappaleen materiaalivirheet sekä työkalun kunto, on sylinterien kuormitusprofiilissa väistämättä epävarmuutta. Lisäksi mahdollinen paikoituksen epätarkkuus ja järjestelmähaarojen epäsymmetrisyys vaikuttavat osaltaan sylinterien liikkeeseen.

Haluttaessa kytkeä sylinterit rinnan yhden hydraulisen tehontuottoyksikön yhteyteen on toimilaitteiden synkronointi tärkeää. Synkronoinnin tärkeys ja kuormitusprofiilien yhtäläisyys on tärkeää, sillä sylinterit rinnan kytkettyinä jakavat järjestelmän painetason. Vain toisen sylinterin saavuttama lopullinen lävistys tarkoittaa järjestelmän kannalta kuormituksen äkillistä poistumista ja painetason romahdusta. Tällaisessa tilanteessa ilman sopivaa järjestelmäratkaisua lävistämätön sylinteri pysähtyy, mikä aiheuttaa työsyklin hidastumista. Sylinterien synkronointi oli suurin yksittäinen syy eri järjestelmävaihtoehtojen suunnitteluun.

Järjestelmäkonseptien toimintaa on todennettu ja niiden keskinäistä hyvyttä vertailtu käyttäen apuna MATLAB-ohjelmiston SimHydraulics-ympäristöä. Simulointiympäristö pitää sisällään valmiin komponenttikirjaston, jonka avulla simulointimallien luominen järjestelmäkonsepteista on nopeaa. Lisäksi parametrien, kuten venttiilien virtausaukkojen ja pumppujen syrjäytystilavuuksien koon ja sylinterin tehollisien pinta-alojen muuttaminen - vain muutama nimetty - on yksinkertaista, mikä mahdollistaa nopean järjestelmäversioiden testaamisen. Yksinkertaisimman järjestelmäversion simulointimalli ylimmältä tasoltaan on esitetty kuvassa 32.

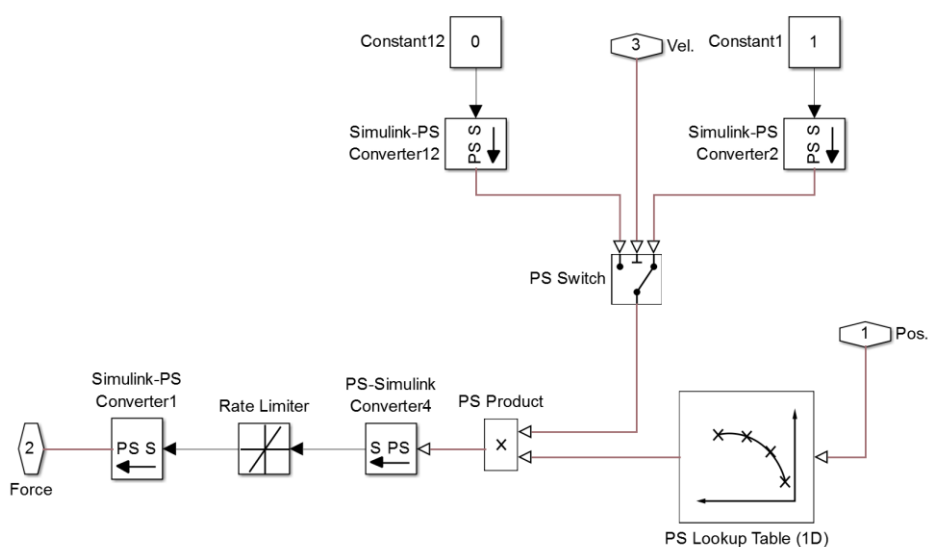


Kuva 32. Simulointimalli ylimmältä tasoltaan, toimilaitelinjat on T-haaroitettu.

Simulointimallissa on hyödynnetty valmiita pumppu-, venttiili- ja sylinterimalleja. Lisäksi malli koostuu tankki-, letku ja kitkamalleista. Järjestelmän vasteiden taltiointi on toteutettu malliin lisättävien ohjelmallisten sensoreiden avulla, jotka mahdollistavat vasteiden tallennuksen haluttuihin muuttujiin näytteistysajan funktiona.

Sylintereihin vaikuttava reaktiovoima on toteutettu soveltamalla fysikaalisten signaalien (PS, engl. *physical signal*) kirjastoa. Simulointimallissa sylinteri liikkuu 20 mm:n matkan kuormittamattomana ennen kosketusta lävistettävään putkeen. Pistimen kohdatessa putken ulkopinnan on sylinterien kuormitus ennalta määrätyn käyrän mukainen ja riippuu liikematkasta materiaalissa. Konseptitestausta on suoritettu asettamalla lävistyksen murtumissyvyys eri suureksi sylinterien välillä. Ensimmäinen sylinteri leikkaa putken 3 mm:n syvyydellä, 8 mm:n kokonaisainevahvuudesta. Sylinterin kuormitusvoima poistetaan katkaisin-tyyppisesti kun sylinteri on liikkunut 23 mm:n matkan. Lävistysvoiman maksimina on käytetty arvoa 332,5 kN. Toisella sylinterillä kuormitusmaksimi on 350 kN. Ensimmäisen sylinterin lävistysvoima on siis 5 % alhaisempi, mitä voidaan pitää mahdollisena vaihteluna todellisessa prosessissa. Myös toiselta sylinteriltä poistetaan kuormitus välittömästi sen liikuttua murtumissyvyyteensä, joka on 24 mm.

Sylinterien suuntaventtiilit ovat simuloinnin alkuhetkellä täysin auki. Sylinterikohtaiset suuntaventtiilit suljetaan solenoidimallien kautta sylinterin kohdatessa rajakytkimen asemassa 35 mm. Venttiilien avautumis- ja sulkeutumisajat ovat 100 ms. Sylinterin iskunpituus simulointimallissa on 50 mm. Kuvassa 33 on esitetty ideaaliseen voimalähteeseen kytketyn lävistysvoiman alimalli, josta ilmenee sylinterien kuormitusvoiman muodostaminen. Johtuen kuormituksen reaktiovoima-luonteesta tuli alimalli rakentaa siten, että voima on läsnä vain ajanhetkillä, jolloin sylinteri on liikkeessä materiaaliin päin. Tämä on toteutettu seuraamalla sylinterimallilta saatavaa sensoritietoa sen liikeno-
peudesta.



Kuva 33. Reaktiovoiman mallinnus materiaalista pistimeen ja sylinteriin.

Kyseisessä alimallissa sisääntuloina ovat sylinterin asema- ja nopeustieto. Sylinterin asematieto vastaa kuormituskäyrällä tiettyä voiman arvoa. Kuormituskäyrä on muodostettu sovitetaulukossa (engl. *lookup table*) muutaman annetun pisteen välille. Sylinterin nopeuden laskiessa arvoon nolla tai sen alle, saadaan loogisen kytkimen (engl. *switch*), ja yksinkertaisen kertolasku-operaattorin (engl. *product*) avulla sylinterin kuormitus poistumaan.

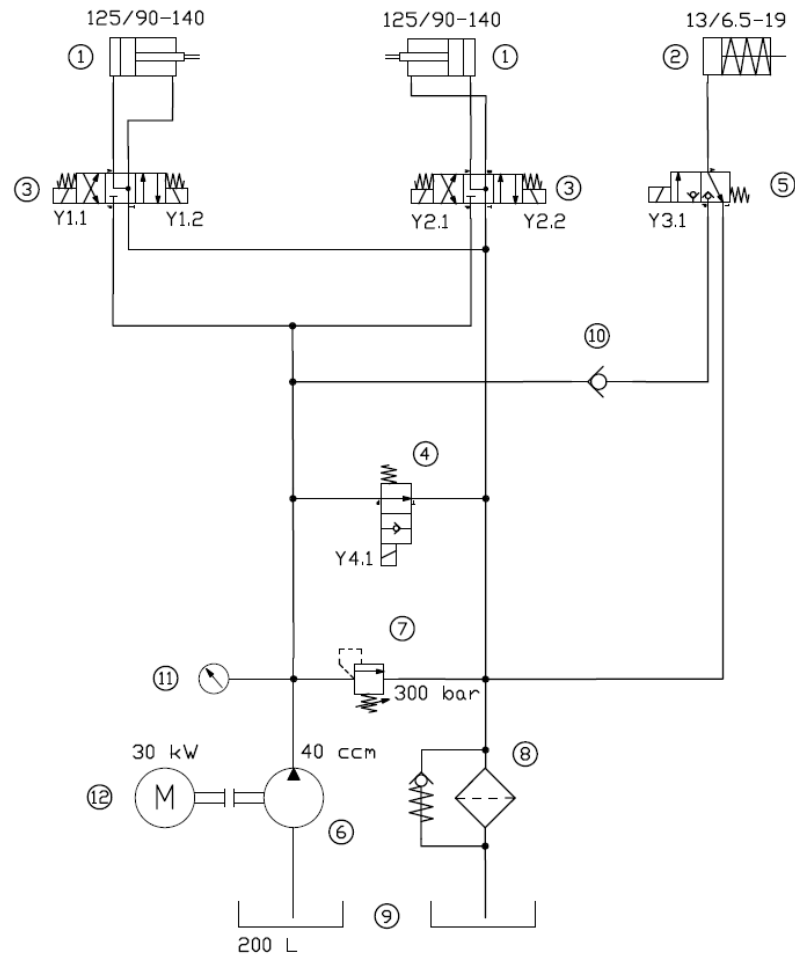
Edellä kuvailtu reaktiovoiman mallinnus ei vastaa täydellisesti todellisuutta, mutta otettaessa huomioon suunnitteluresurssit ja -tarpeet soveltuu se hyvin osaksi simulointimalleja. Nopeuskytkimen käyttö osoittautuu ongelmalliseksi tilanteessa, jossa pistin pysähtyy kesken lävistyksen, sillä liikkeen taas jatkuessa syntyy kuormitusvoimaan suuri porrasmainen hyppäys, mikä aiheuttaa värähtelyä nollanopeuden ympäristössä. Tästä syystä reaktiovoiman alimalliin lisättiin keinotekoinen nousuaika (engl. *rate limiter*), joka on liian lyhyt haitataksaan järjestelmän todellisuuden mukaista toimintaa, mutta vähentää huomattavasti värähtelyä pysähtyneen sylinterin tilanteessa.

Järjestelmien testaus on suoritettu ainoastaan lävistysliikkeen osalta, sillä pistimen poivedossa voimavaatimus on paitsi hyvin paljon alhaisempi, myös tahdistusvaatimukseltaan vastaavanlainen. Esitetyt simulointitulokset on saatu järjestelmille, joissa ei ole hyödynnetty sylinterien päätyvaimennusta. Kaikissa järjestelmäkonsepteissa on putken päätyvastetta varten pieni hydraulisylinteri sekä sen ohjaukseen vaadittava vastaventtiili ja 3/2-suuntaventtiili. Kyseiset komponentit on jätetty simulointimallin ulkopuolelle, sillä ne eivät vaikuta varsinaisiin työliikkeisiin.

Liitteessä C on esitetty laskentadokumentti hydraulijärjestelmän mitoituslaskelmista. Järjestelmän mitoituksessa käytetty nimellispaine on 300 bar, jolloin käytettävissä on vielä laaja komponenttivalikoima. Laskenta on tehty käyttäen Mathcad-ohjelmistoa. Dokumentin luettavuutta on pyritty parantamaan kommentoinnin avulla.

4.7.1 Konsepti 1 – T-haaroitus toimilaitelinjoille

Ensimmäinen konsepti on yksinkertaisin esitellyistä järjestelmävaihtoehtoista. Kuvassa 34 on esitetty järjestelmäkonseptin hydraulikaavio. Järjestelmän toiminnallisuutta on kuvattu venttiilien ohjaustaulukon avulla kaavion alapuolella. Merkki taulukossa tarkoittaa venttiilin solenoidin sähköistä kytkentää.



Venttiilin kela	Valmiustila	Plusliike	Paluuliike	Pituusraja päälle	Pituusraja pois
Y1.1 ja Y2.1			■		
Y1.2 ja Y2.2		■			
Y3.1				■	
Y4.1		■	■	■	

Kuva 34. Konseptin 1 mukainen hydraulikaavio.

Järjestelmän tilavuusvirranlähteenä on yksi hydraulipumppu, jonka lisäksi tankki, paineenrajoitusventtiili sekä paluusuodatin yhdessä muodostavat järjestelmän koneikon. Koneikolta lähtevä painelinja jaetaan kahden hydraulisylinterin käyttöön yksinkertaisesti T-haaran avulla. Molemmissa toimilaitelinoissa on 4/3-suuntaventtiilit joiden avausta ja siten sylinterien liikettä voidaan ohjata toisistaan riippumattomasti. Suuntaventtiilien keskiasento katkaisee painelinjan, jolloin vain toisen sylinterin ollessa kuormitettuna voidaan painetaso säilyttää kyseisessä linjassa. Keskiasento on lisäksi valittu siten että sylinterin molemmat kammiot ovat yhteydessä tankkipaineeseen. Kelluva keskiasento mahdollistaa sylinterin liikuttamisen ulkoisella voimalla ja estää paine-energian varastoitumisen sylinteriin.

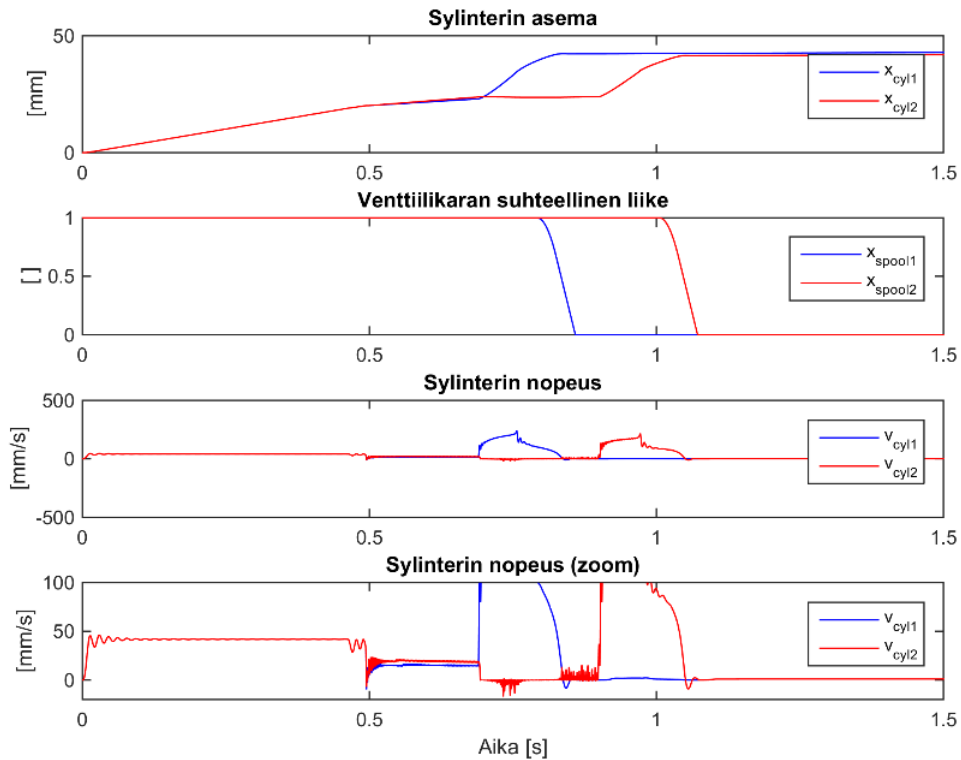
Osaluettelo on listaus järjestelmän hankintaosista ja se voidaan lähettää tarjouspyyntönä komponenttivalmistajille. Tarjousten pohjalta saadaan selville järjestelmälle muodostu-

vat komponenttikohtaiset hankintakustannukset. Hydraulijärjestelmän kokonaishankintahinta kasvaa kuitenkin asennus- ja varustelukustannuksien myötä ja putket sekä letkut muodostavat siitä suuren osan. Osaluettelo on lisäksi tärkeä osa järjestelmäsuunnittelun dokumentaatiota, joka yhdistyy hydraulikaavioon osanumeroinnin kautta. Taulukossa 4 on esitetty konseptin 1 mukainen osaluettelo.

Taulukko 4. Osaluettelo konseptille 1.

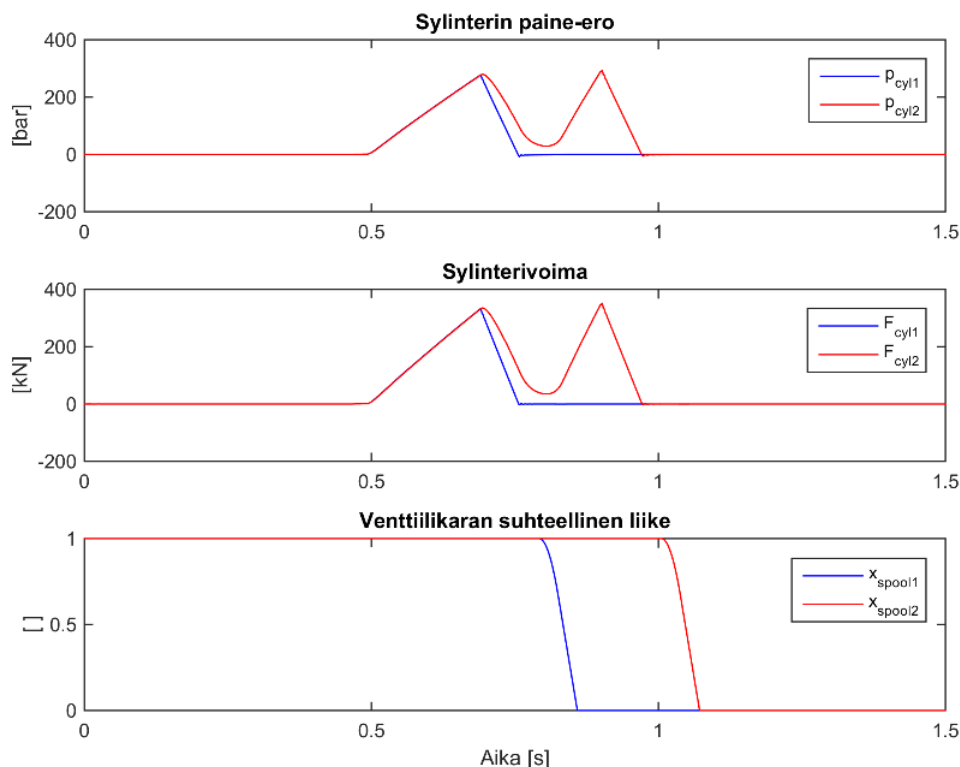
N:o	Kpl	Nimi	Tyyppi	Koko
1	2	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	125/90 - 140
2	1	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	13/6,5 - 19
3	2	Suuntaventtiili	4/3, suoraanohjattu	NG 6
4	1	Suuntaventtiili	2/2, vapaakiertoventtiili	NG 10
5	1	Suuntaventtiili	3/2, suoraanohjattu	NG 6
6	1	Hydraulipumppu	hammaspyöräpumppu	40 cm ³
7	1	Paineventtiili	paineenrajoitusventtiili	NG 6, 315 bar
8	1	Paluusuodatin	matalapainesuodatin	120 l/min
9	1	Hydraulisäiliö	teräs, paineistamaton	200 L
10	1	Vastaventtiili	kierrekiinnitys	NG 6
11	1	Painemittari	bourdon-putki	400 bar
12	1	Sähkömoottori	jalkakiinnitys	30 kW
-	4	Rajakytkin	mekaaninen	-

Järjestelmän käyttäytymistä lävistyksessä testattiin 1,5 sekunnin mittaisella simulaatiolla edellisessä luvussa määritellyllä kuormitusprofiililla. Kuvassa 35 on esitetty järjestelmän asema- ja nopeusvasteet sekä toimilaitekohtaisten suuntaventtiilien avaukset. Venttiilien avautumis- ja sulkeutumisaikaan (100 ms) vaikuttaa todellisuudessa myös venttiilin läpäisevä tilavuusvirta.



Kuva 35. Sylinterien asema- ja nopeusvasteet sekä venttiilien avaus ajan funktiona.

Materiaalin leikkautumisen vaatiessa sylintereiltä erisuuret voimat ja murtumisyyvydet, näkyy konseptin 1 järjestelmässä selvää eriaikaisuutta sylinterien liikkeessä. Sylinterin 1 lävistäessä materiaalin pysähtyy sylinterin 2 liike noin 0,2 sekunnin ajaksi. Tämä on seurausta kuormituksen poistumisesta sylinterillä 1, minkä johdosta pumpun tuotto kokonaisuudessaan ohjautuu tälle sylinterille. Lisäksi paine-energian aiheuttama kiihtyvyys sylinteriin 1 nostaa sen nopeuden hetkellisesti lähes arvoon 240 mm/s. Asemavasteista nähdään että kiihtyvyydestä huolimatta molemmat sylinterit 1 ja 2 pysähtyvät ennen päätyjään (50 mm) asemissa 42 mm ja 41 mm. Rajakytkimet molemmilla sylinterillä ovat asemassa 35 mm. Kuvassa 36 nähdään sylinterien paine-eron ja sylinterivoiman käyttäytyminen ajan funktiona.



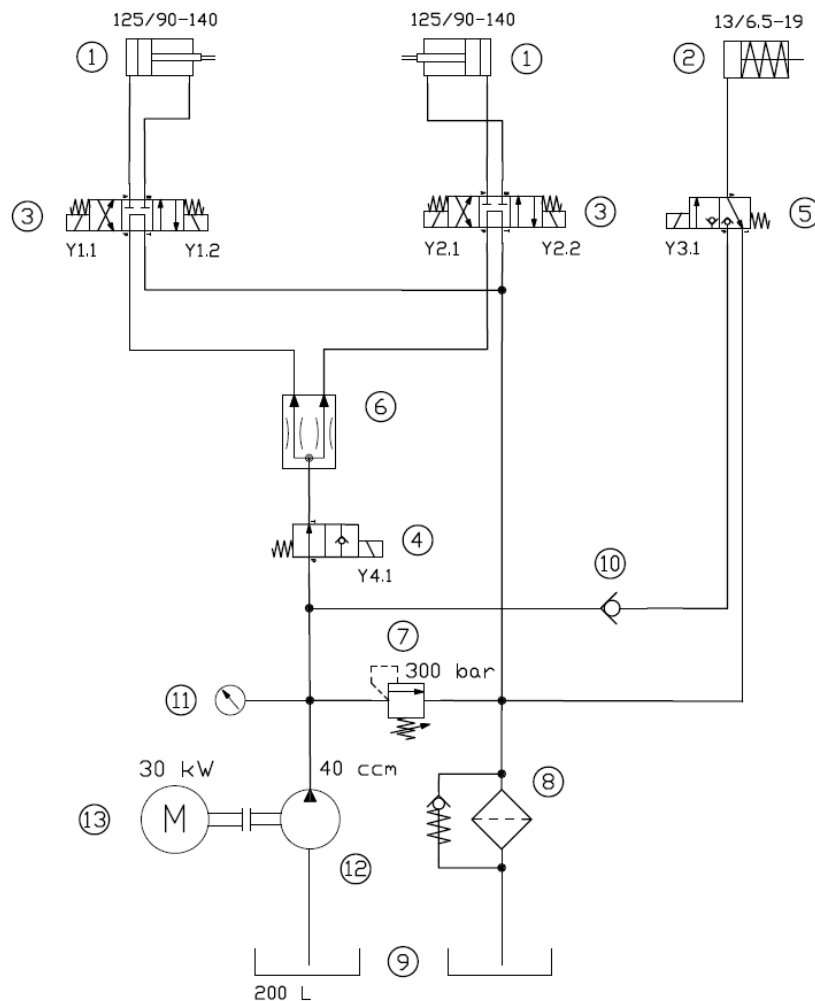
Kuva 36. Sylinterien paine-erot ja voimat sekä venttiilin avaus.

Sylinteri 1 lävistää materiaalin painetason noustessa järjestelmässä arvoon noin 276 bar, mikä vastaa vaadittua 332,5 kN:n voimaa. Varsinaisen reaktivoiman poistuminen nähdään nopeana sylinterivoiman ja paine-eron laskuna, jolloin sylinterin liikettä vastustaa vain järjestelmän ja toimilaitteen kitka. Sylinterin 1 suuntaventtiilin sulkeuduttua eli sen siirryttyä keskiasentoonsa alkaa painetaso jälleen nousta järjestelmässä, kunnes myös sylinteri 2 saavuttaa lävistyksessä vaatimansa painetason, eli noin 292 bar.

Pumpun toimilaitelinjoihin tuottama tilavuusvirta suuntaventtiilien suljetusta keskiasennosta johtuen laskee nolleen molempien venttiilien sulkeuduttua. Pumpun jatkaessa kuitenkin pyörimistä, siirtyy järjestelmä häviölliseen toimintatilaan, jossa pumppu tuottaa tilavuusvirtaa paineenrajoitusventtiilin kautta tankkiin. Päädyttyä käyttämään suljetun keskiasennon venttiileitä tulee järjestelmä varustaa lisäksi vapaakiertoventtiilillä hukkatehon minimoimiseksi. Pistimien lävistyksien ollessa tulosten lailla huomattavan eriaikaiset johtavat sylinterien painekäyrät lisäksi sähkömoottorin kuormituksessa selvästi kahteen erilliseen tehopiikkiin. Lopullisen lävistysvoiman ollessa sylintereillä sama, selviytyi konseptin 1 järjestelmä testistä hyvin.

4.7.2 Konsepti 2 – virranjakoventtiili ennen toimilaitelinjoja

Toinen järjestelmäkonsepti perustuu virranjakoventtiilin käyttöön T-haaran sijaan toimilaitelinjojen jakajana. Muilta komponenteiltaan järjestelmä vastaa pitkälti konseptin 1 mukaista järjestelmää. Virranjakoventtiilin avulla on tarkoitus tahdistaa sylinterit liikumaan samaa nopeutta niiden ulkoisista kuormituksista riippumatta. Kuvassa 37 on esitetty virranjakoventtiiliä hyödyntävän konseptin 2 mukainen hydraulikaavio.



Venttiilin kela	Valmiustila	Plusliike	Paluuliike	Pituusraja päälle	Pituusraja pois
Y1.1 ja Y2.1			■		
Y1.2 ja Y2.2		■			
Y3.1				■	
Y4.1				■	

Kuva 37. Konseptin 2 mukainen hydraulikaavio.

Virranjakoventtiilin häviöllisestä säätöperiaatteesta johtuen on sen käyttö suositeltavinta järjestelmissä, joissa toimilaitteiden painetasot ovat lähellä toisiaan. Virranjakoventtiileitä on saatavilla yksi- ja kaksitoimisia versioita ja virtauksien jakosuhte voi myös poiketa tasajaosta 1:1. Virranjakoventtiileitä käyttävien järjestelmien tarkkuus on parhaimmillaan noin 2 - 5 % (J. Fonselius, et al. 2008). Koska sylinterien kuormitukset

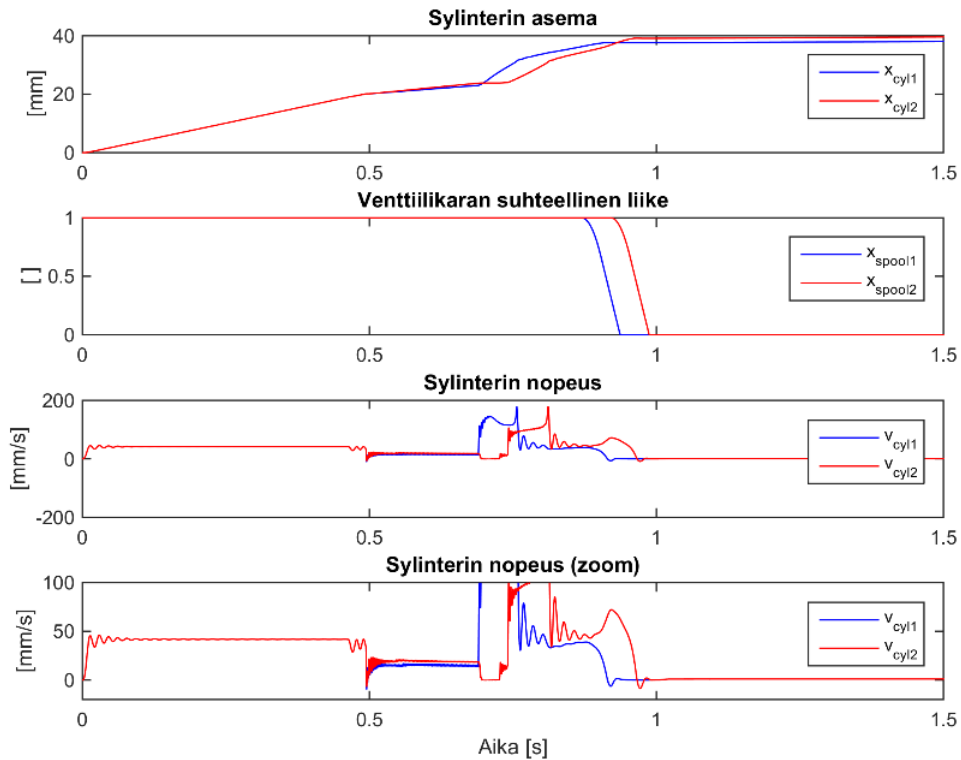
ovat usein suhteellisen lähellä toisiaan, on virranjakoverttiilin käyttö perusteltua energi-ankulutuksen näkökulmasta. Virranjakoverttiilien käyttö on kuitenkin harvinaisempaa teollisuushydraulijärjestelmissä ja niitä sovelletaan sen sijaan useammin mobiilisovel-luksissa esimerkiksi hydraulimoottorien yhteydessä luistoneston toteuttamiseen. Tästä johtuen virranjakoverttiilien tarjonta on melko rajoitettu monilla valmistajilla.

Taulukossa 5 on esitetty järjestelmäsuunnitelman osaluettelo. Erillisen vapaakiertoventtiilin lisäämiseltä järjestelmään vältetään käytettäessä toimilaittehaarojen suuntaventtiileissä vapaakierron mahdollistavaa keskiasentoa. Toisaalta ohjattaessa vapaakierto virranjako- ja suuntaventtiileiden kautta kasvavat järjestelmän vapaakiertohäviöt huomattavasti. 2/2-suuntaventtiilin (osa 4) avulla varmistetaan tilavuusvirran syöttö lävistimen pituusvasteen minisylinterille.

Taulukko 5. Osaluettelo konseptille 2.

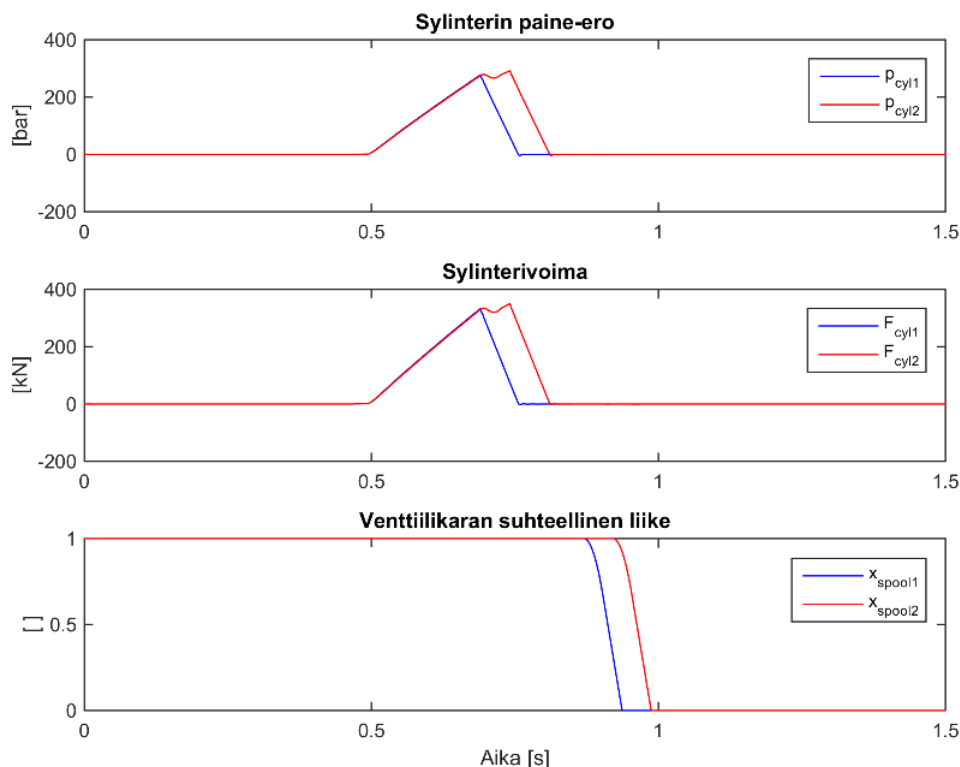
N:o	Kpl	Nimi	Tyyppi	Koko
1	2	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	125/90 - 140
2	1	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	13/6,5 - 19
3	2	Suuntaventtiili	4/3, suoraanohjattu	NG 6
4	1	Suuntaventtiili	2/2, suoraanohjattu	NG 10
5	1	Suuntaventtiili	3/2, suoraanohjattu	NG 6
6	1	Virranjakoverttiili	yksisuuntainen	NG 10
7	1	Paineventtiili	paineenrajoitusventtiili	NG 6, 315 bar
8	1	Paluusuodatin	matalapainesuodatin	120 l/min
9	1	Hydraulisäiliö	teräs, paineistamaton	200 L
10	1	Vastaventtiili	kierrekiinnitys	NG 6
11	1	Painemittari	bourdon-putki	400 bar
12	1	Hydraulipumppu	hammaspyöräpumppu	40 cm ³
13	1	Sähkömoottori	jalkakiinnitys	30 kW
-	4	Rajakytkin	mekaaninen	-

Seuraavaksi on esitetty simuloinnin avulla saatuja tuloksia virranjakoverttiilin vaikutuksesta järjestelmään. Myös virranjakoverttiili on toteutettu simulointimallissa valmiin venttiilimallin avulla. Kuvassa 38 nähdään sylinterien asema- ja nopeusvasteet sekä suuntaventtiilien avaukset.



Kuva 38. Sylinterien asema- ja nopeusvasteet sekä venttiilien avaukset ajan funktiona.

Pistimien kohdatessa materiaalin hidastuvat sylinterien liikenopeudet alle puoleen kuormittamattoman liikkeen nopeudesta. Tuloksissa näkyy selvästi sylinterin 1 aikaisempi läpäisy, asemassa 23 mm. Läpäisyn seurauksena sylinterissä 2 on havaittavissa lyhyt noin 30 ms:n pysähdys, jonka jälkeen se jatkaa liikettään leikaten materiaalin lopullisesti asemassa 24 mm. Sylinterien nopeusvasteissa on nähtävissä lävistyksen jälkeen noin 140 mm/s nopeuspiikki. Verrattuna konseptin 1 järjestelmään sylinterien mataltuneet nopeuspiikit näkyvät sylinterien liikkeen loppuasemissa, jotka molemmilla sylintereillä jäävät alle 40 mm. Kuvassa 39 on esitetty sylinterin paine-eron ja sitä vastaavan sylinterivoiman käyttäytyminen lävistyksessä.

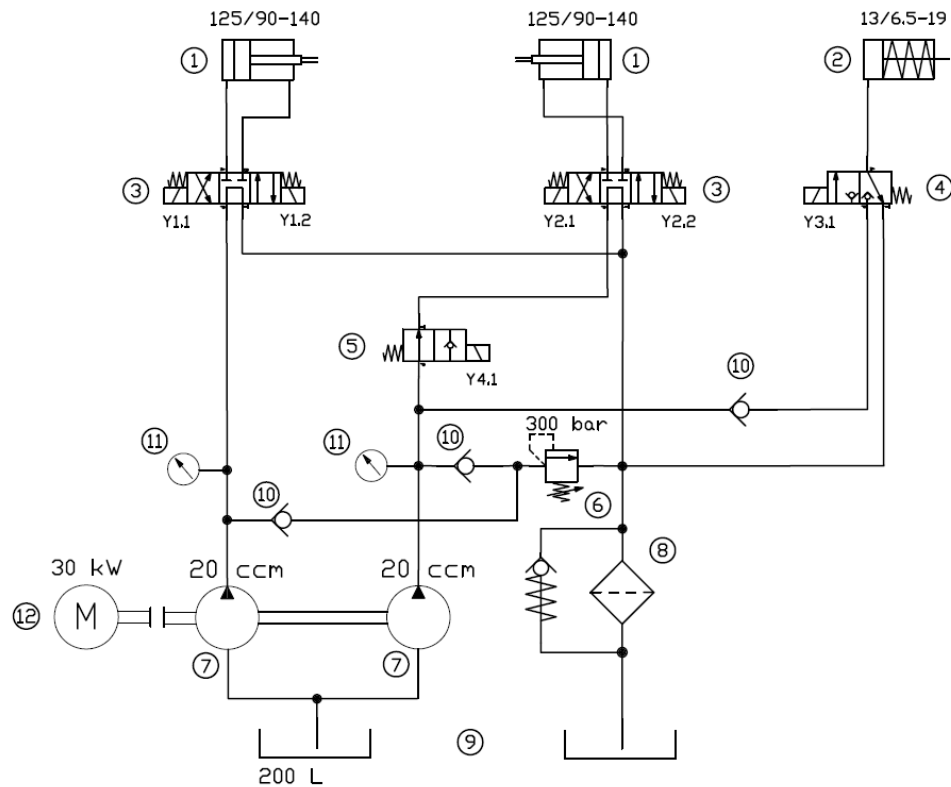


Kuva 39. Sylinterien paine-erot ja voimat sekä venttiilien avaus ajan funktiona.

Syy sylinterin 2 hetkelliseen pysähtymiseen näkyy paine-erojen kuvaajassa. Ensimmäisen sylinterin painetason romahtaessa on sylinterin 2 painetasossa nähtävissä myös lyhyt lasku, joka johtuu virranjakoventtiilissä olevan painekompensaattorin toiminta-viiveestä. Pumpun kasvavat vuodot paineen funktiona näkyvät osaltaan sylinterin hidastuneena liikenoiteutena pistimen upotessa materiaaliin. Pumpun volumetrinen hyötysuhde simulointimallissa on 92 %. Simulointituloksissa sylinterien paine-erokäyrät ovat lähempänä toisiaan ja tätä kautta myös järjestelmän tehontarve on konseptin 1 järjestelmää hetkellisempi.

4.7.3 Konsepti 3 – kaksoispumppu

Konseptin 3 järjestelmässä sylinterit on tehty toisistaan riippumattomiksi erottamalla toimilaitelinjat ja kahdentamalla hydraulipumppu. Hydraulipumput on mahdollista asentaa samalle sähkömoottorin tehoakselille. Haluttu sylinterikohtainen liikenoiteus, muuttamatta sähkömoottorin teholuokkaa, saadaan aikaan puolittamalla yksittäisen pumpun kierrostilavuus. Kuvassa 40 on esitetty konseptijärjestelmän 3 hydraulikaavio.



Venttiilin kela	Valmiustila	Plusliike	Paluuliike	Pituusraja päälle	Pituusraja pois
Y1.1 ja Y2.1			■		
Y1.2 ja Y2.2		■			
Y3.1				■	
Y4.1				■	

Kuva 40. Konseptin 3 mukainen hydraulikaavio.

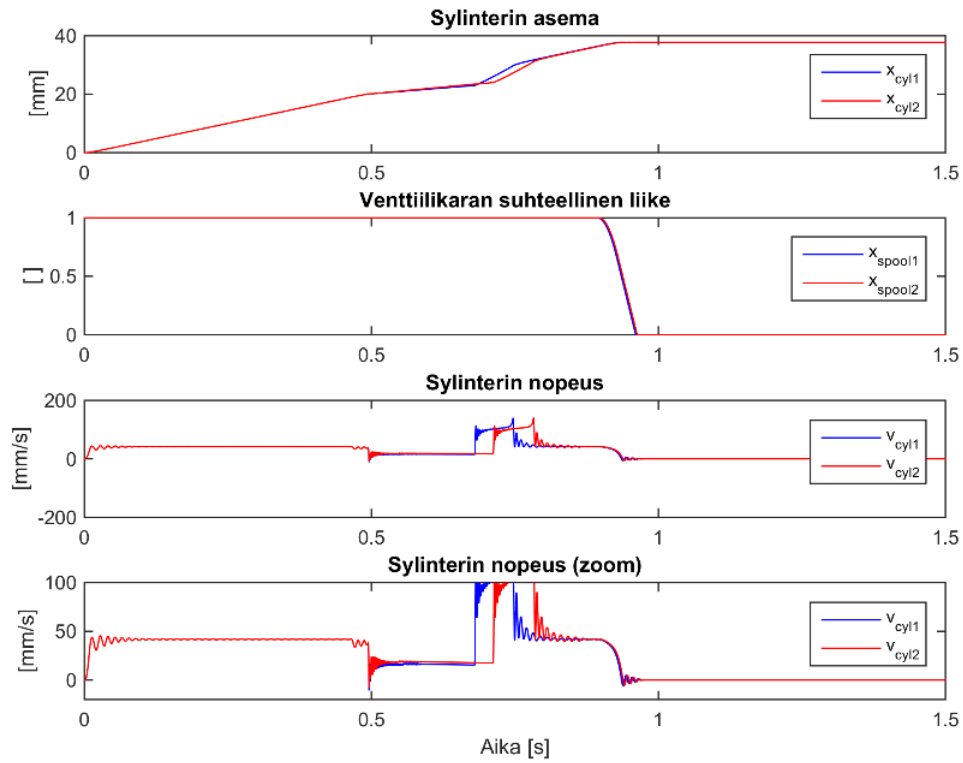
Pumppupiireillä on yhteinen paineenrajoitusventtiili, mikä vaatii vastaventtiilin molempiin piireihin ennen painerajaa. Näin toteutettuna vain toisen pumppupiirin ylittäessä paineenrajoitusventtiilin avautumispaineen pysyy viereisen painepiirin vastaventtiili suljettuna. Suuntaventtiilien tankkilinjat yhdistetään, jolloin öljyn suodatus on toimilaitteille yhteinen.

Taulukko 6. Osaluettelo konseptille 3.

N:o	Kpl	Nimi	Tyyppi	Koko
1	2	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	125/90 - 140
2	1	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	13/6,5 - 19
3	2	Suuntaventtiili	4/3, suoraanohjattu	NG 6
4	1	Suuntaventtiili	3/2, suoraanohjattu	NG 6
5	1	Suuntaventtiili	2/2, suoraanohjattu	NG 6
6	1	Paineventtiili	paineenrajoitusventtiili	NG 6, 315 bar
7	2	Hydraulipumppu	hammaspyöräpumppu	20 cm ³
8	1	Paluusuodatin	tankkikiinnitteinen	120 l/min
9	1	Hydraulisäiliö	teräs, paineistamaton	200 L
10	3	Vastaventtiili	kierrekiinnitys	NG 6
11	2	Painemittari	bourdon-putki	400 bar
12	1	Sähkömoottori	jalkakiinnitys	30 kW
-	4	Rajakytkin	mekaaninen	-

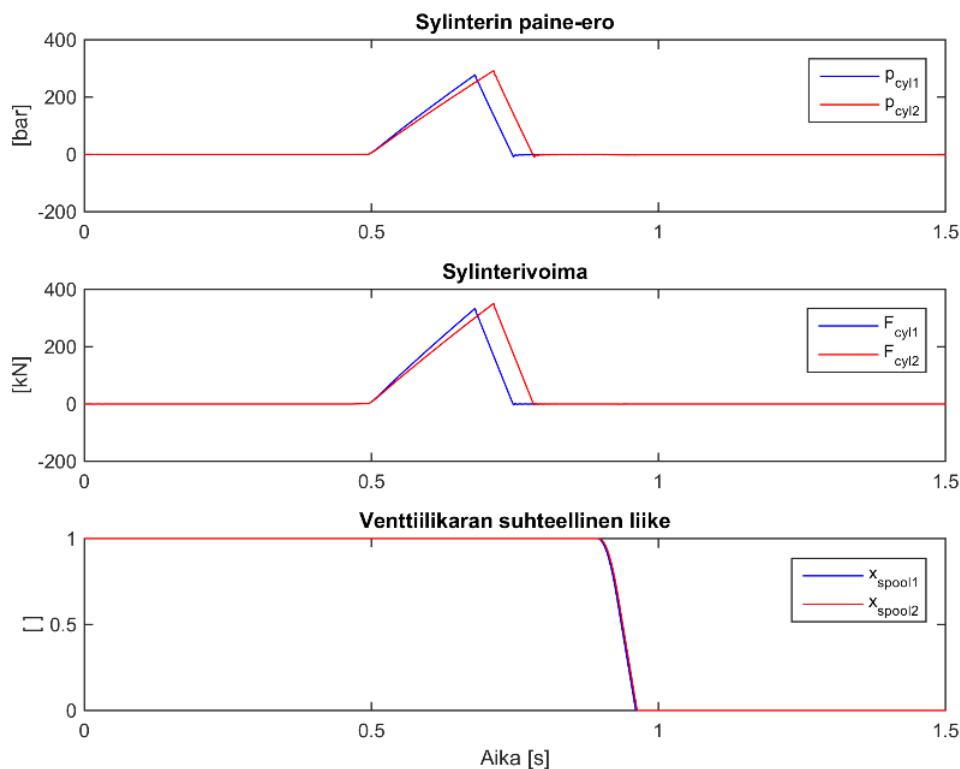
Järjestelmään lisätty 2/2-suuntaventtiili vaaditaan myös konseptissa 3 varmistamaan tilavuusvirran syöttö pituusvasteelle. Pituusvaste on yhteydessä vain toiseen painepiiriin, mistä johtuen suuntaventtiili aiheuttaa pientä epäsymmetrisyyttä piirien kesken. Valitsemalla suuntaventtiili riittävän suureksi saadaan siitä aiheutuvat painehäviöt minimoitua. Kaksoispumppuyksikön hankintakustannukset ovat huomattavasti korkeammat kuin kaksi kertaa suuremman yksittäispumpun.

Simulointimallissa pumppu ja painepiiri kahdennettiin hydraulikaavion mukaisesti ja sähkömoottorin sama pyörimisnopeustieto syötettiin molemmille pumppumalleille. Pumppujen syrjäytystilavuus asetettiin arvoon 20 cm³. Kaksoispumpun järjestelmää on simuloitu edelliseen tapaan ja tulokset on esitetty kuvissa 41 ja 42.



Kuva 41. Sylinterien asema- ja nopeusvasteet sekä venttiilien avaukset ajan funktiona.

Kahden pumpun järjestelmästä poistuvat toimilaitteiden ristikkäisvaikutuksen aiheuttamat ongelmat. Kaksoispumpun mekaaninen kytkentä käyttöakselille varmistaa saman tilavuusvirran tuoton molemmille sylintereille. Sylinterien liikkeiden yhdenaikaisuus riippuu teoriassa ainoastaan materiaalin murtumissyvyyden vaihtelusta. Olettaessa pumppujen volumetriset hyötysuhteet samaksi kokoluokasta riippumatta, pysyvät kaksoispumppuyksikön vuodot samoina kuin yhden pumpun järjestelmässä.

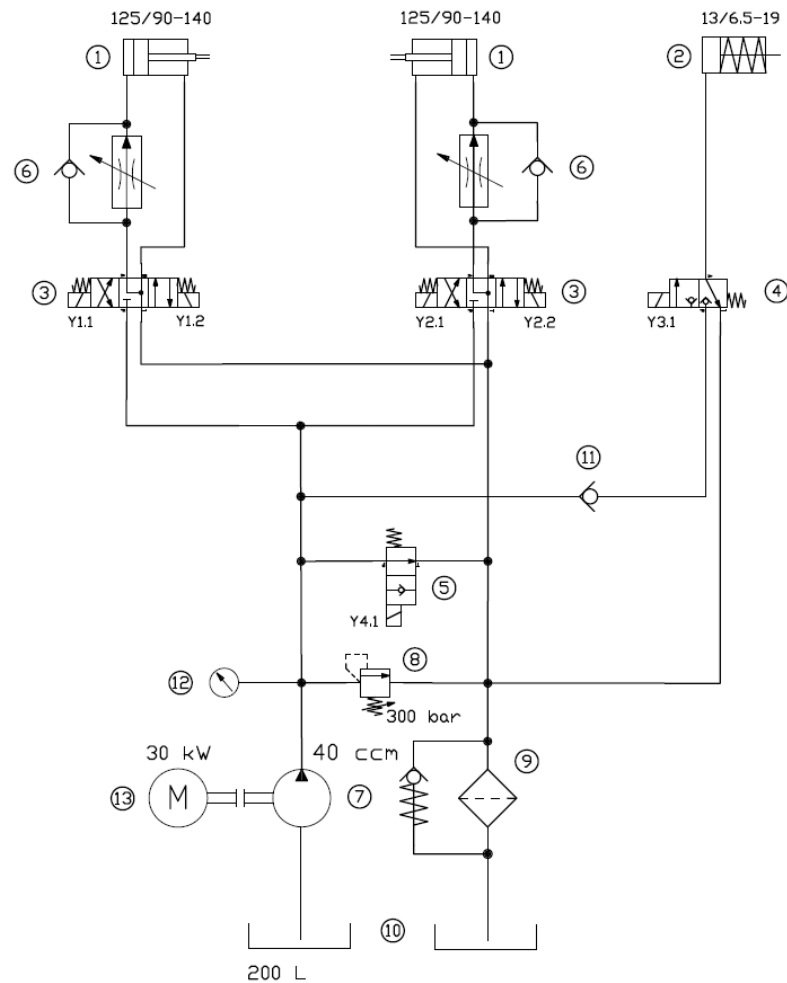


Kuva 42. Sylinterien paine-erot ja voimat sekä venttiilien ohjausarvo ajan funktiona.

Sylinterien paine- ja voimakäyristä nähdään toimilaittepiirien riippumattomuus toisistaan. Sylinterien paine-erokäyrät ovat samankaltaiset kuin virranjakoventtiiliä hyödyntävässä järjestelmässä.

4.7.4 Konsepti 4 – virransäätöventtiilit toimilaitelinoissa

Teollisuusjärjestelmissä virranjakoventtiileiden sijaan käytetään usein painekompensoituja virransäätöventtiileitä, joiden avulla voidaan saada aikaan vastaava toiminnallisuus. Konseptin 4 järjestelmässä on yksi 2-tievirransäätöventtiili kummassakin toimilaittepiirissä. Kuvassa 43 on esitetty järjestelmän hydraulikaavio.



Venttiilin kela	Valmiustila	Plusliike	Paluuliike	Pituusraja päälle	Pituusraja pois
Y1.1 ja Y2.1			■		
Y1.2 ja Y2.2		■			
Y3.1				■	
Y4.1		■	■	■	

Kuva 43. Konseptin 4 mukainen hydraulikaavio.

Järjestelmässä käytetty 2-tievirransäätöventtiili koostuu painekompensaattorista sekä säädettävästä mittakuristimesta. Säätöventtiilin toiminta perustuu painekompensaattorin avulla vakiona pidettävään paine-eroon mittakuristimen yli, mikä mahdollistaa vakiovirtauksen venttiilin läpi. Perinteinen 2-tievirransäätöventtiili kykenee säätelemään virtausta vain yhteen suuntaan, sillä virtaussuunnan ollessa päinvastainen ei venttiilin toiminnalle välttämätön paine-ero vaatimus täyty. Tällöin venttiili toimii ainoastaan vastusventtiilinä ilman säätötoimintaa. Käytettäessä venttiiliä konseptin mukaisesti toimilaitteelle menevän virtauksen säätöön, tulisi venttiilin sisäisessä rakenteessa mittakuristimen olla toimilaitteen puolella painekompensaattorin jälkeen. Syy on venttiilin rakenteessa ja sen säätönopeus kasvaa mittakuristimen ollessa suurempien painevaihteluiden puolella venttiilissä. (H. Kauranne, et al. 2008) Taulukossa 7 on esitetty konseptin 4 osaluettelo.

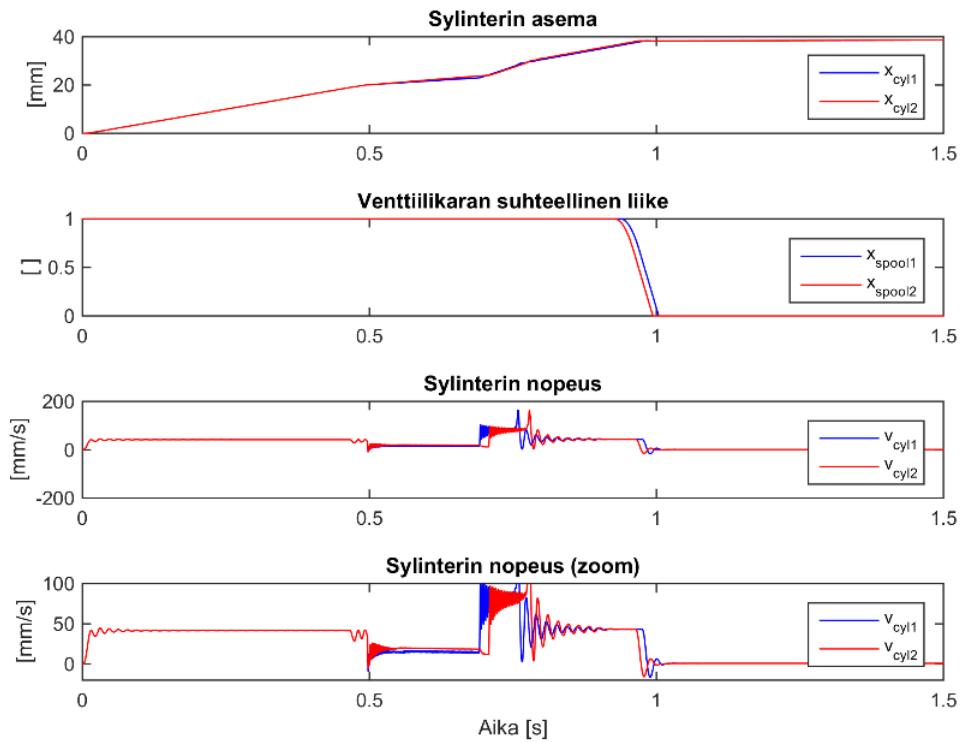
Taulukko 7. Osaluettelo konseptille 4.

N:o	Kpl	Nimi	Tyyppi	Koko
1	2	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	125/90 - 140
2	1	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	13/6,5 - 19
3	2	Suuntaventtiili	4/3, suoraanohjattu	NG 6
4	1	Suuntaventtiili	3/2, suoraanohjattu	NG 6
5	1	Suuntaventtiili	2/2, suoraanohjattu	NG 10
6	2	Virransäätöventtiili	ohivirtausventtiilillä	NG 6
7	1	Hydraulipumppu	hammaspyöräpumppu	40 cm ³
8	1	Paineventtiili	paineenrajoitusventtiili	NG 6, 315 bar
9	1	Paluusuodatin	matalapainesuodatin	120 l/min
10	1	Hydraulisäiliö	teräs, paineistamaton	200 L
11	1	Vastaventtiili	kierrekiinnitys	NG 6
12	1	Painemittari	bourdon-putki	400 bar
13	1	Sähkömoottori	jalkakiinnitys	30 kW
-	4	Rajakytkin	mekaaninen	-

Myös 2-tievirransäätöventtiili toteutettiin simulointimallissa valmiin venttiilimallin avulla. Virransäätöventtiilin mittakuristin parametrisoitiin turbulenttisen virtausyhtälön pohjalta joka on

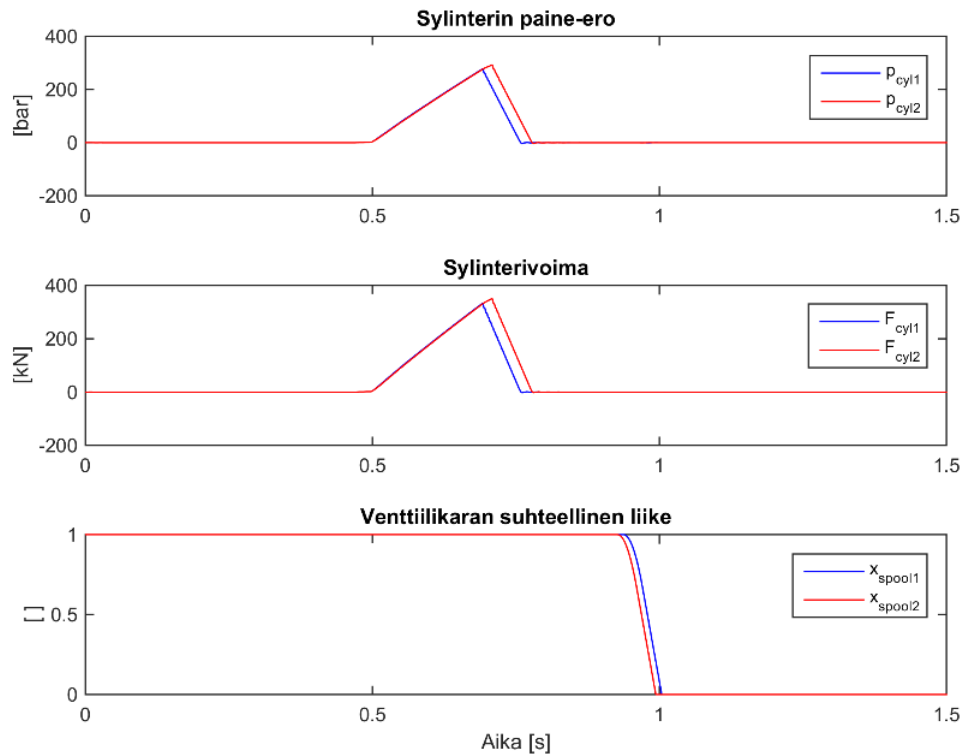
$$Q = C_q A_q \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}, \quad (14)$$

jossa Q on kuristuksen läpäisevä tilavuusvirta, C_q on kuristinkohtainen virtauskerroin (arvio 0,7), A_q on virtausaukon pinta-ala ($\sim 20 \text{ cm}^2$), Δp on painekompensaattorin säätämä paine-ero kuristimen yli (5 bar) ja ρ on öljyn tiheys (844 kg/m^3). Mittakuristin asetettiin simulointimallissa täysin auki, jolloin parametrit vastasivat toimilaitekohtaista tilavuusvirtaa 30 l/min. Kuvassa 44 nähdään simulointitulokset sylinterien asema- ja nopeusvasteiden sekä venttiilien ohjauksien osalta.



Kuva 44. Sylinterien asema- ja nopeusvasteet sekä venttiilien avaukset ajan funktiona.

Asemavasteista nähdään lävistyksen tapahtuvan lähes yhtäaikaisesti ja toisistaan riippumatta. Molemmat sylinterit pysähtyvät hyvällä tarkkuudella samaan asemaan, noin 3 mm rajakytkimien jälkeen. Sylinterien nopeus lävistyksen tapahduttua nousee hetkellisesti noin kaksinkertaiseksi, jolloin nopeusvaste on suuritaajuista värähtelyä.

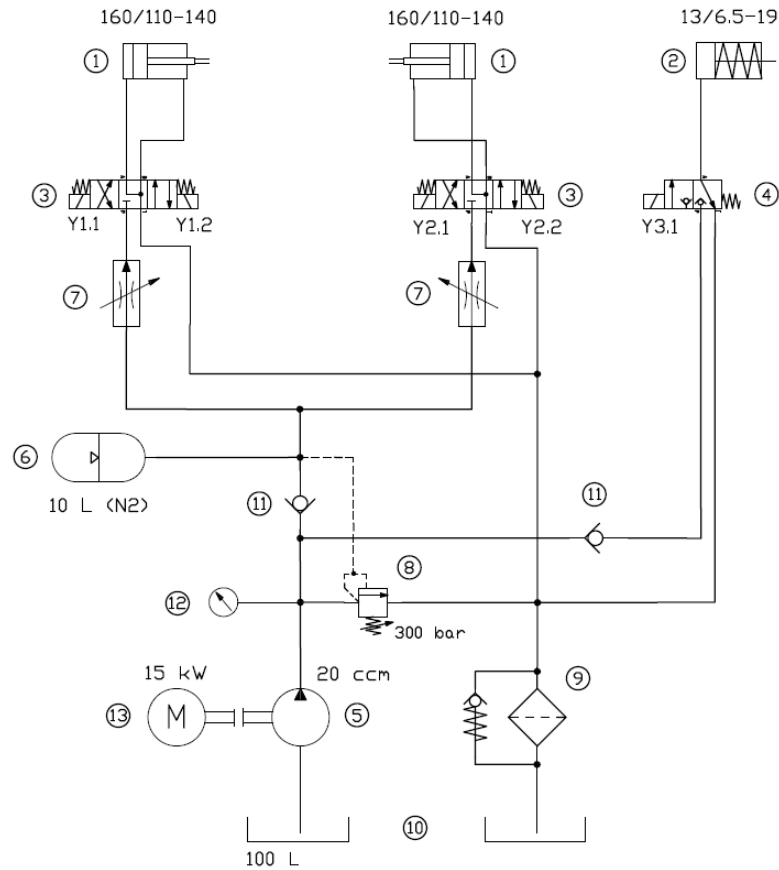


Kuva 45. Sylinterien paine-erot ja voimat sekä venttiilien avaukset ajan funktiona.

Verrattaessa sylinterien paine-eroja virranjakoventtiilin avulla saatuihin tuloksiin nähdään painetasen notkahduksen puuttuminen ensimmäisen lävistyksen jälkeen. Virransäätöventtiilin käyttö osoittautuu nopeammaksi reagoimaan äkilliseen muutokseen toimilaitteen kuormituksessa ja tekee toimilaitelinoista itsenäisemmät. Sylinterien paluuliike tapahtuu ilman virransäädöllistä synkronointia ja johtuen yksivartisesta sylinteristä tapahtuu pistimen ulosveto huomattavasti lävistystä suuremmalla nopeudella. Paluuliikkeessä ei suurella todennäköisyydellä kuitenkaan esiinny merkittävää liikkeen eriaikaisuutta tai pysähtelyä, sillä voimavaatimus pistimen poisvedossa on pieni, eikä se todennäköisesti omaa suurta vaihtelua.

4.7.5 Konsepti 5 – paineakku pumpun rinnalla

Viimeisessä esiteltävässä konseptissa 5 hyödynnetään tilavuusvirranlähteenä pumpun rinnalla hydro-pneumaattista paineakkua sekä konseptin 4 tavoin sylinterien synkronointiin virransäätöventtiileitä. Kuvassa 46 on esitetty järjestelmäkonceptin hydraulikaavio. Järjestelmäkonceptin mitoituslaskelmat on esitetty liitteessä D.



Venttiilin kela	Valmiustila	Plusliike	Pahuuliike	Akun lataus	Pituusraja päälle	Pituusraja pois
Y1.1 ja Y2.1			■			
Y1.2 ja Y2.2		■				
Y3.1					■	

Kuva 46. Konseptin 5 mukainen hydraulikaavio.

Järjestelmäkonseptista on jätetty pois paineakun vaatima turvaventtiiliyksikkö, joka sisältää normaalisti auki ja kiinni olevat sulkuventtiilit, painemittausyhteen sekä paineenrajoitusventtiilin. Turvaventtiiliyksikön avulla paineakku voidaan erottaa ja purkaa turvallisesti esimerkiksi huoltotoimenpiteiden ajaksi. Taulukossa 8 on esitetty järjestelmäkonseptin 5 osaluettelo.

Taulukko 8. Osaluettelo konseptille 5.

N:o	Kpl	Nimi	Tyyppi	Koko
1	2	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	160/110 - 140
2	1	Hydraulisylinteri	nimellispaine 350 bar	13/6,5 - 19
3	2	Suuntaventtiili	4/3, suoraanohjattu	NG 6
4	1	Suuntaventtiili	3/2, suoraanohjattu	NG 6
5	1	Hydraulipumppu	hammaspyöräpumppu	20 cm ³
6	1	Paineakku	hydro-pneumaattinen	10 L
7	2	Virransäätöventtiili	yksisuuntainen	NG 6
8	1	Paineventtiili	paineenrajoitusventtiili	NG 6, 315 bar
9	1	Paluusuodatin	matalapainesuodatin	100 l/min
10	1	Hydraulisäiliö	teräs, paineistamaton	100 L
11	2	Vastaventtiili	kierrekiinnitys	NG 6
12	1	Painemittari	bourdon-putki	400 bar
13	1	Sähkömoottori	jalkakiinnitys	15 kW
-	4	Rajakytkin	mekaaninen	-

Neljän aikaisemmin tutkitun järjestelmän yhteinen heikkous löytyy tilavuusvirran käyttösuhteesta. Standardissa PSK 6704 esitetty kaava tilavuusvirran käyttösuhteen η_k laskemiseksi on

$$\eta_k = \frac{\bar{Q}}{Q_{max}} \cdot 100 \% , \quad (15)$$

jossa \bar{Q} on työkierron keskimääräinen tilavuusvirta ja Q_{max} on suurin tilavuusvirta. Johdun lyhyestä työliikkeestä ja suhteellisen pitkästä putken käsittelyajasta on järjestelmän käyttösuhte noin kymmenen prosentin luokkaa. Konseptin 5 lähtökohtana on tarkoitus toteuttaa edellä mainitun standardin suositus paineakun käyttämisestä vakiokierrosta-tilavuuspumpun rinnalla alhaisen käyttösuhteen järjestelmissä. Paineakun hyödyntäminen on suositeltua käyttösuhteen ollessa alle 30 %, mikä järjestelmässä poikkeuksetta toteutuu.

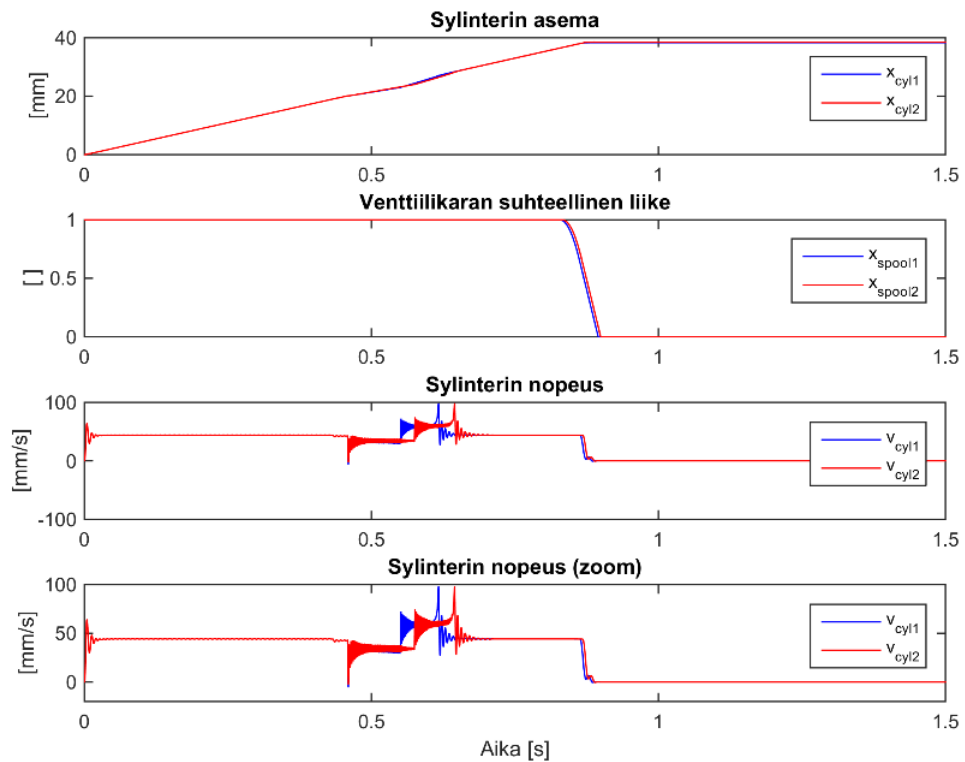
Paineakun lisääminen järjestelmään mahdollistaa pienemmän hydraulipumpun käytön ja nostaa sen käyttösuhdetta. Lisäksi pienentynyt pumppukoko mahdollistaa myös sähkökäytön pienentämisen samassa suhteessa, jolloin järjestelmään riittää 15 kW:n sähkömoottori. Sylinterin plus- ja miinus-liikkeessä paineakku tuottaa sylintereille tarvittavaa tilavuusvirtaa pumpun rinnalla. Työliikkeiden loputtua ja suuntaventtiilien ollessa suljettuina lataa pumppu paineakkua. Paineakun täytyttyä ja painetason vastatessa järjestelmän maksimipainetasoa avaa painesignaali paineenrajoitusventtiilin ja siirtää järjestelmän vapaakierrolle tehohäviöiden minimoimiseksi.

Paineakun lisääminen järjestelmään vaatii kuitenkin selviä muutoksia komponenttitasolla. Paineakku toimii tilavuusvirran lähteenä vain sen painetason ollessa kytkentäpisteen

painetasoa korkeampi. Johtuen lävistysliikkeen kuormituskäyrän muodosta tulee suunnittelussa ottaa huomioon akun aleneva painetaso. Painetason tulee olla riittävä lävistyksen loppuun viemiseksi molemmilla sylintereillä. Painetasovaatimuksen takia järjestelmän sylinterikokoa tulee kasvattaa, jotta järjestelmän maksimipainetaso voidaan pitää alkuperäisessä. Sylinterikoon kasvaessa myös tilavuusvirran tarve kasvaa pyrittäessä samaan liikenopeuteen. Mikäli venttiilikohtaiset maksimiläpäisyt ylitetään, joudutaan venttiileissä siirtymään suurempaan nimelliskokoon.

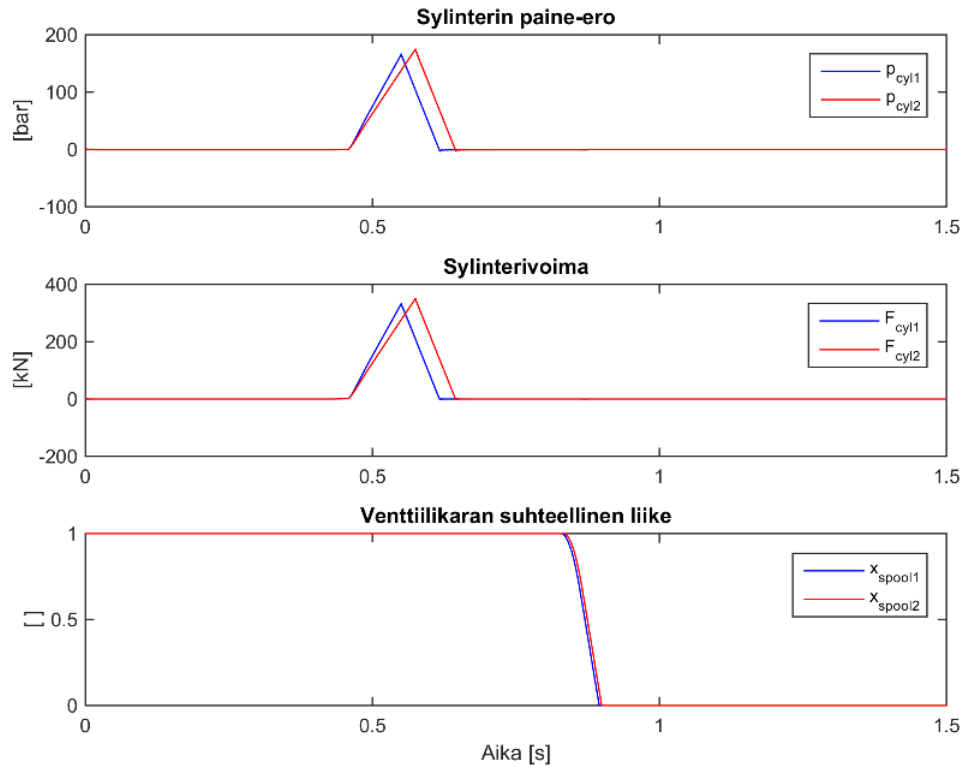
Paineakun ominaisuuksiin kuuluu tietty käytettävissä oleva öljytilavuus, joka riippuu akun koosta sekä minimi- ja maksimipainetasosta. Jotta akku vastaisi tarvetta ilman merkittävää ylimitoitusta, tulee sylinterien työliike olla tunnettu, eikä merkittävää vaihtelua esimerkiksi sylinterien liikkeen tahdistuksessa voida sallia. Tästä johtuen paineakun lisääminen kyseiseen sovellukseen on mahdollista vain, jos sylinterien liikettä synkronoidaan aktiivisesti. Toisaalta akkuun varastoitunut paine-energia täytyy pystyä purkamaan hallittuna tilavuusvirtana virransäädöllisin keinoin ja estää kuormittamattomien sylinterien holtiton liike. Parhaaksi vaihtoehdoksi todettiin soveltaa paineakkua konseptin 4 kaltaiseen järjestelmään, jossa virransäätöventtiilit ovat molemmissa toimilaitelinoissa. Virransäätöventtiilit sijoitetaan kuitenkin aikaisemmasta poiketen toimilaitelinoihin ennen suuntaventtiileitä, jolloin myös lähes kuormittamaton sylinterien miinusliike on hallittu. Sylinterien miinus-liikkeen matala painetaso sopii osaltaan hyvin paineakun käyttöprofiiliin.

Liitteen D kuvaajassa nähdään lävistyksen plus-liikkeeseen vaadittava kaasutilavuus ja lävistyksen maksimivoimaa vastaava painetaso. Sylinterin miinus-liikkeen loppuessa akku on purkanut käytettävän öljytilavuuden järjestelmään ja saavuttanut minimikäyttöpaineen. Akun lataaminen suunnitellulla pumppukoolla kestää noin 4,5 sekuntia. Kuvassa 47 on esitetty järjestelmän asema- ja nopeusvasteet.



Kuva 47. Sylinterien asema- ja nopeusvasteet sekä venttiilien avaukset ajan funktiona.

Selvä ero paineakulla varustetussa järjestelmässä aikaisempiin on sylinterin liikkeen vähäisempi hidastuminen pistimen lävistäessä materiaalia. Eroavaisuus voidaan selittää tilavuusvirtalähteen kohonneena volumetrinenä hyötysuhteena. Käytettäessä paineakun rinnalla kokoluokkaa pienempää pumppua laskee sen vuotojen suhteellinen osuus kak-sikon tuotosta. Liikkeiden yhtäaikaisuus on järjestelmässä erinomainen.



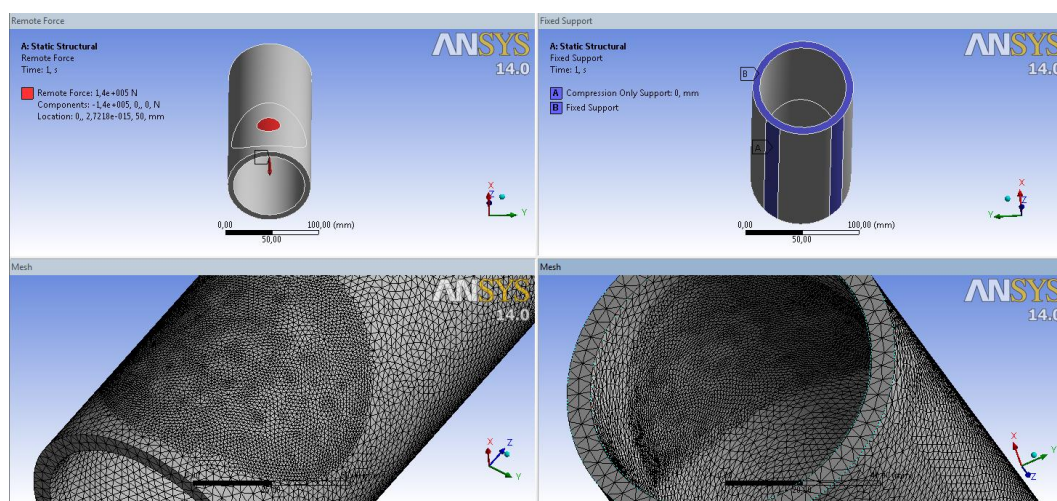
Kuva 48. Sylinterien paine-erot ja voimat sekä venttiilien avaukset ajan funktiona.

Vaikka pumpun käyttösuhde konseptin mukaisessa järjestelmässä kohoaa, on tehtyjen muutosten hyödyllisyys kuitenkin helposti kyseenalaistettavissa. Suurin energiataloudellisuuteen liittyvä ongelma on akun paine-energian hyödyntäminen virransäätöventtiilien kautta. Järjestelmän maksimipainetta vastaava akun painetaso on huomattavasti lävistyksen kannalta tarvittavaa painetasoa korkeampi, joka laskee nopeasti ajettaessa sylinteriä kuormittamattomasti lähestymisliikkeessä. Akkuun varastoitu paine-energia kuluu lähes kokonaan virtaushäviöihin virransäätöventtiilin painekompensaattorissa.

Pistimen kuormitettu liikematka materiaalissa on lyhyt, vain noin 10 % kokonaisliikematkasta. Toisaalta lävistysnopeuden ollessa päätetty ei paineakun nopeampaa purkamista voida sallia. Paineakun hyödyntäminen vain sylinterin kuormitetussa liikeosuudessa vaatisi hienostuneempaa venttiiliohjausta, mitä ei nähty tarpeelliseksi kyseisessä sovelluksessa. Järjestelmän hinta muodostuu todennäköisesti huomattavasti aikaisempia korkeammaksi komponenttien kokoluokan kasvaessa.

5. FEM-TULOSTEN JA LÄVISTYSTESTIN VÄLISEN VIRHEANALYYSI

Syyt FEM-tulosten ja putken todellisen käyttäytymisen välillä tuli pyrkiä selvittämään, jotta analyysin virhelähteet tiedostettaisiin ja pystyttäisiin jatkossa välttämään. Selvitys aloitettiin yhtenäistämällä FEA ja todellinen lävistystesti reunaehdoiltaan mahdollisimman hyvin. Ulkopinnan kiertävä sylinterituenta korvattiin putken alapuolisilla pituus-suuntaisilla alueilla, joissa vaikuttaa vain pinnan normaalin suuntainen tukireaktio. Alueet mallintavat testissä käytetyn V-urallisen alustan ja putken välistä kosketusta. Putken kuormituskohtaa kauempana oleva päätypinta tuettiin jäykästi (engl. *fixed support*) tarkoituksena estää putken jäykän kappaleen liike. Toisen pistimen kuormitus poistettiin myös analyysistä. Putken elementtiverkkoa tihennettiin erityisesti kuormituskohdan läheisyydessä. Neliöllisten tetraedrielementtien lukumäärä nousi noin 169 000:een. Kuvassa 49 on esitetty analyysin muutettu alkumäärittely.



Kuva 49. Lävistystestin mukainen analyysin määrittely.

Muutokset putken tuennassa vaikuttivat merkittävästi saatuihin tuloksiin käytettäessä putkikoolle $\varnothing 88,9 \times 6,3$ kuormitusvoimana alkuperäistä arvoa 300 kN. Siirtymät reiän ympäristössä olivat noin 10 mm ja murtolujuuden ylittävä jännityskenttä kattoi lähes koko putken. Erot analyysien tuloksissa johtuivat ensisijaisesti ulkopuolisen sylinterituennan poistumisesta, mikä mahdollisti materiaalin liikkeen nyt myös ulospäin. Suorittaessa analyysi uudelleen käyttäen testissä mitattua lävistysvoimaa 140 kN, olivat saadut deformaatiot reiän ympäristössä kuitenkin vain luokkaa 2 mm. Koska saatu tulos ei vastannut putken todellista käyttäytymistä, voitiin tuennan vaikutus rajata merkittävien virhelähteiden ulkopuolelle. Toisin sanoen reunaehtojen uudelleen määrittely muutti

putken käyttäytymistä, mutta ei selittänyt analyysin ja todellisuuden välistä eroavaisuutta.

Lävistystestien perusteella oli selvää, että testatut putkikoot menettivät paikallisesti staabiiliuden kuormituskohdan läheisyydessä ja vasta putken geometrian muututtua suuresti saatiin lävistys aikaiseksi. Vastoin testituloksia, tuennan osalta muutetun FEA:n mukaiset deformaatiot olivat todellisen 140 kN lävistysvoiman vaikuttaessa pienehköjä, mistä johtuen käytettyä mallia tuli pitää edelleen liian jäykkänä. Myös rakenteen suuret jännitysarvot viittasivat liiallisesti kasvaneeseen materiaalin lujuuteen. Syy liialliseen lujuuden kasvuun on materiaalimallin määrittelyssä, joka tehdään lineaarisesti muokkauslujittuvan materiaalimallin tapauksessa tangenttimoduulin avulla. Alkuperäisissä analyyseissä käytetty tangenttimoduulin arvo 10 GPa kuvaa pienillä muodonmuutoksilla hyvin materiaalin alun voimakasta muokkauslujittumisen vaihetta, mutta vääristää tuloksia plastisen venymän kasvaessa useisiin prosentteihin kuten lävistystestissä. Vaikka alkuperäisissä analyyseissä materiaalin murtolujuudelle oli asetettu arvo, mahdollisti lineaarisesti myötölujittuva materiaalimalli kuitenkin nähtävästi lujuuden rajattoman kasvun. Tämä johti luonnollisesti epärealistisen jäykkään malliin, jossa muodonmuutokset jäivät pieniksi.

Lujittumismallin toiminta ilmenee laskettaessa jännitysarvo kuvassa 19 nähtävän putken sisäpinnalla merkityssä kohdassa siinä saadun venymätuloksen ε^* (7,6229 %) avulla,

$$\sigma^* = (\varepsilon^* - \varepsilon_e) E_t + R_e \quad (16)$$

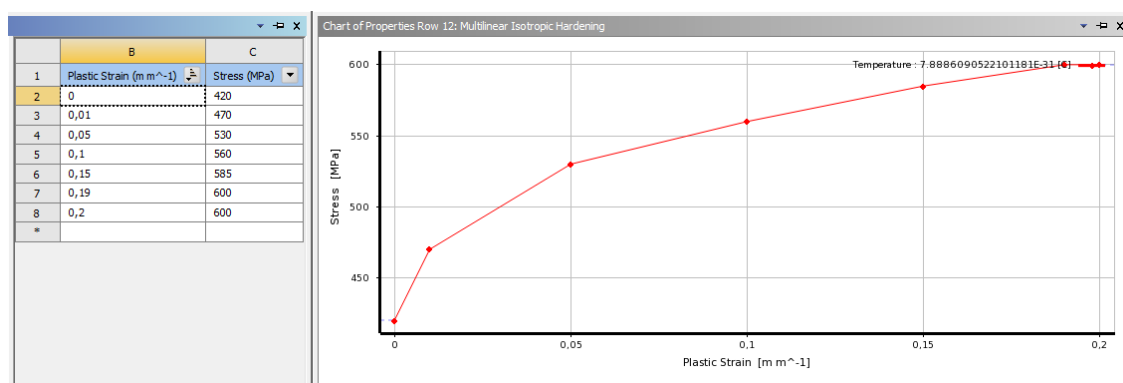
$$= (7,63 \% - 0,2 \%) \cdot 10 \text{ GPa} + 420 \text{ MPa} = 1163 \text{ MPa},$$

jossa ε_e on likipitään kuvassa 16 esitetyn materiaalimallin myötörajaa vastaava palautuvan venymän arvo. Laskennassa myötölajuuden arvoon lisätään tangenttimoduulin määrittämä muokkauslujittumisen kautta syntynyt lujuuden kasvu. Laskettu jännitustulos σ^* tutkitussa kohdassa vastaa melko tarkasti analyysin tuottamaa jännitustulosta 1149,7 MPa kuormituskohdassa.

Tulosten ja havaintojen perusteella oli selvä tarve muuttaa analyysin luonnetta rajatilaa hakevaksi staattiseksi lujuusanalyysiksi, jossa hyödynnettäisiin suurten siirtymien teoriaa ja rajoitettaisiin plastisoitumisen kautta syntyvä lujuuden kasvu murtolujuutta vastaavaan arvoonsa. Kantokykyä menettävien rakenteiden analysointiin liittyy kuitenkin usein ongelmia ratkaisun saatavuuden osalta. Ongelmat liittyvät numeerisen laskennan kannalta erityisesti tasapainopolun seuraamiseen. Ratkaisun löytymistä eli niin sanottua konvergenssia voi edesauttaa jakamalla kuormitus riittävän moneen pienempään kumulatiiviseen osaan eli askeleeseen sekä käyttämällä sopivaa kaarenpituusmenetelmää. Kaarenpituusmenetelmissä numeerisen laskennan inkrementaaliseksi ohjausparametrikksi valitaan kuormituskertoimen sijaan tasapainopolkua seuraava pituuskoordinaatti. Rakenteen menettäessä kantokykyä saa tasapainopolun mukainen kuormituskerroin paikallisen tai globaalin maksimiarvonsa, mikä usein estää ratkaisun löytymisen, mikäli

ohjausparametrina käytettäisiin kuormituskerrointa. Kaarenpituusmenetelmä mahdollistaa kuitenkin tasapainopolun seurannan, sillä siinä hyödynnettävälle ohjausparametrille rajatila ei ole suunnan muutos. Todellisiin rakenteisiin liittyy kuitenkin aina epätäydellisyyttä niin materiaalin kuin geometriankin osalta, minkä vaikutus on merkittävä ja vaikeasti arvioitava tekijä stabiiliustarkasteluissa. (S. Pajunen 2012)

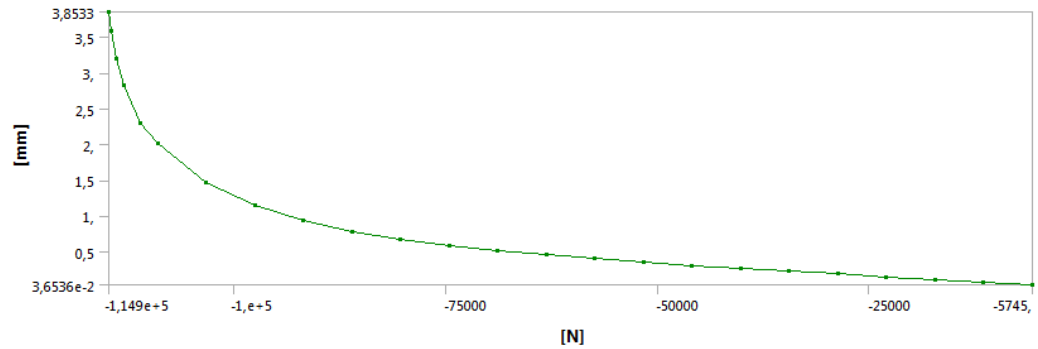
Materiaalin muokkauslujittumista muutettiin ottamalla käyttöön multilineaarinen isotrooppisesti myötölujittuva malli, jossa jännitys plastisen venymän funktiona noudattaa kuvan 50 mukaista käyrää. Materiaalin plastisoituminen alkaa jännitysten ylittäessä materiaalin myötölujuuden 420 MPa, jonka jälkeen plastinen käyttäytyminen noudattaa multilineaarista sovitetta maksimilujuuden arvoon 600 MPa asti. Maksimilujuus vastaa materiaalin murtolujuuden vaihteluvälin mediaania. Malli käyttäytyy ideaaliplastisesti venymien ylittäessä viimeisen syötetyn arvon eli 20 %.



Kuva 50. Multilineaarinen isotrooppisesti myötölujittuva materiaalmalli.

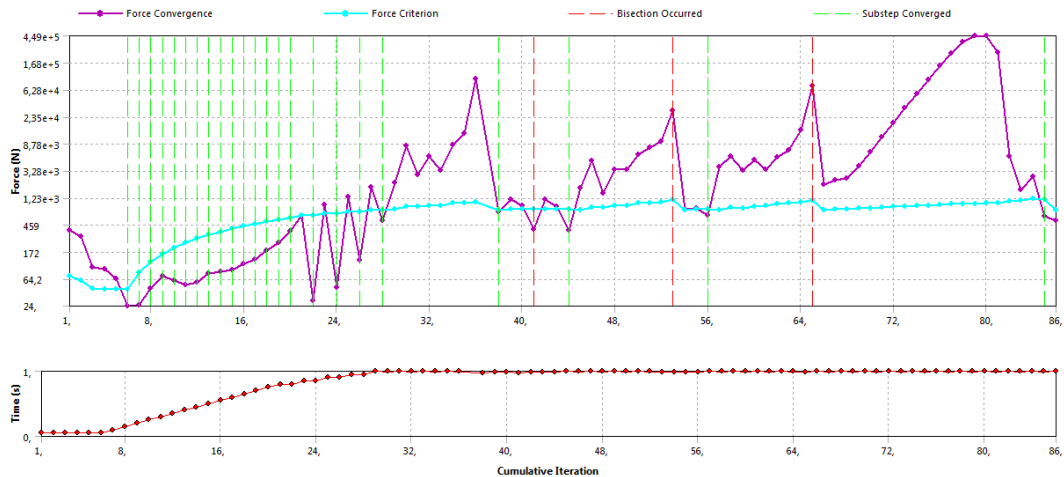
Putken kuormitus jaettiin minimissään 20 ala-askeleeseen ja analyysissä otettiin lisäksi käyttöön suurten siirtymien asetus (engl. *large deflection*), joka ottaa huomioon rakenteen geometrian muutokset tasapainoyhtälöissä. Suurten siirtymien teoriaa vaaditaan, kun tehtävään liittyy kinemaattista tai niin sanottua geometrasta epälineaarisuutta. Geometrinen epälineaarisuus ilmenee erityisesti stabiiliustehtävissä, joissa rakenteen siirtymät ovat suuria venymien pysyessä kohtuullisina. (S. Pajunen 2012), (ANSYS Inc. 2010)

Tehdyt muutokset analyysin määrittelyssä johtivat aluksi laskennan epäonnistumiseen, kuormituksen ollessa lävistystestin mukainen 140 kN. Laskennan välituloksista saatiin kuitenkin selville kriittinen kuormituksen arvo, jolla putki menettää kantokykynsä ja ratkaisu hajaantuu. Kriittisen kuormituksen määrittämisessä suositeltava menettely on laatia rakenteen kuormitus-siirtymäkäyrä välitulosten pohjalta. Rakenteen kriittiseksi kuormitukseksi saatiin määritettyä noin 114 900 N, joka muutettiin uuden analyysin kuormitusarvoksi. Kuvassa 51 on esitetty onnistuneen, alennetulla kuormituksella tehdyn analyysin kuormitus-siirtymäkäyrä. Kuormituksen negatiivinen etumerkki johtuu kuormituksen suunnan määrittämisestä.



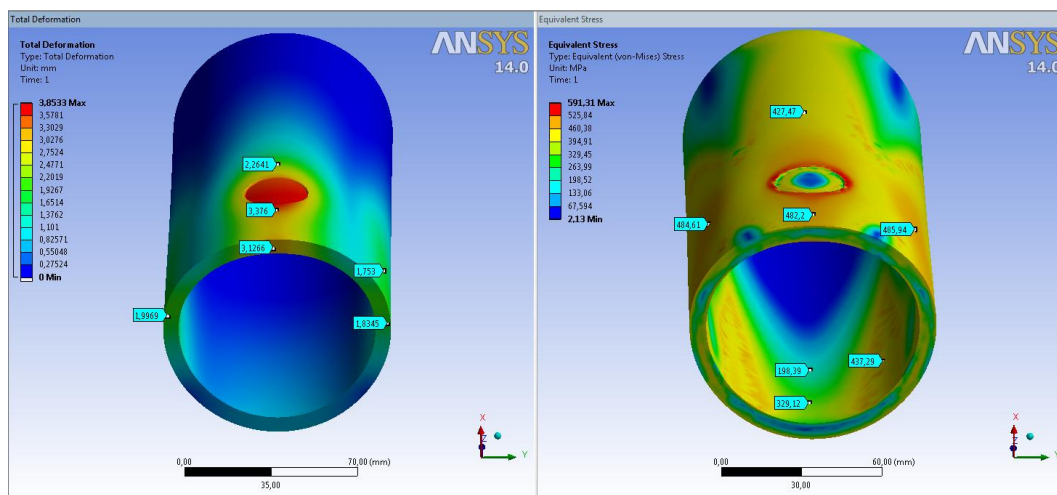
Kuva 51. Putken siirtymät kuormituksen funktiona.

Kuvaajasta huomataan siirtymien eksponentiaalinen kasvu kuormituksen funktiona kohti rajatilaa. Kuvassa 52 on esitetty laskennan konvergenssikäyrä, josta nähdään laskennan loppua kohti vaikeutuva ratkaisun haku. Viimeiset neljä ala-askelta veivät merkittävän osan koko analyysin laskenta-ajasta.



Kuva 52. Analyysin konvergoitumisen visuaalinen esitys.

Kuvassa 53 on esitetty analyysin mukaiset tulokset putken kokonaissiirtymistä ja jännitysarvoista. Siirtymät kuormitusalueen reunalla ovat yli 3 mm ja putken sivuilla siirtymät lähenevät arvoa 2 mm. Simulointituloksien deformaatiomuoto muistuttaa läheisesti lävistystestissä saatua sivullepäin leviävää alkuvaiheen muodonmuutosta.



Kuva 53. Putken deformaatiot ja jännitykset.

Putken alkuperäinen myötöraja ylitetään laaja-alaisesti useissa kohdin. Siirtymien kiihtyvä kasvu kuormituksen funktiona sekä rakenteen jännitysarvot viittaavat putken kantokyvyn rajatilaan. Analyysin mukainen rajakuormitus vastaa myös melko hyvin lävistystestissä mitattua putken deformaatuvuuteen vakiokuormitusta. Ottaen huomioon mahdolliset virhelähteet niin materiaalimallissa, tuennan ja kuormituskohdan määrittelyssä kuin rakenteen geometrisissa virheissäkin voidaan rajakuorman arvoa pitää jo oikean suuntaisena.

Putken stabiiliuden menetystä seuraava deformaatioiden selvittäminen ja mahdollinen kantokyvyn palautuminen on myös elementtimenetelmän avulla ratkaistavissa oleva ongelma, jolle ei tässä yhteydessä ollut kuitenkaan tarvetta. Rajakuorman määrittäminen olisi riittänyt myös projektin alkuvaiheessa, sillä FEA:n tarkoitus oli selvittää ainoastaan putken selviytyminen tarvittavan lävistysvoiman mukaisesta kuormituksesta. Tärkeimmät tarvittavat korjaukset analyysin määrittelyssä olivat lopulta suurten siirtymien teorian käyttöönotto (geometrinen epälineaarisuus) sekä materiaalimallin muokkauslujittamisen rajoittaminen murtolujuutta vastaavaan arvoon.

Jotta virheelliset analyysit tunnistettaisiin ja vääriä tulkinnoita välttyttäisiin, tulisi saatuja tuloksia tarkastella aina toisistaan erottamattomasti ja yhtäaikaaisesti niin jännitys-, siirtymä- kuin venymäkenttien osalta. Lisäksi analyysin reunaehdot on joskus vaikea saada vastaamaan täysin todellisuutta käytettävissä olevassa ajassa, jolloin vaaditaan yksinkertaistamista. Mitoitustehtävissä yksinkertaistukset tulee vielä usein tehdä konservatiiviseen suuntaan. Mahdollisuuksien mukaan tehty, suuntaa antavat käsinlaskut tutkittavasta tilanteesta antaisivat myös mahdollisuuden paikantaa karkeimmat virheet analyyseissä.

6. TULOSTEN TARKASTELU

Tämän diplomityön tuloksena luotiin suunnitelmia putkien rei'itykseen soveltuvasta hydraulikäyttöisestä putkilävistimestä. Työn keskeinen tulos oli osoitus lävistämisen soveltumattomuudesta leikkaavana työstömenetelmänä työssä tutkitulle putkikokoluokalle sekä yleisesti putkien lävistämiseen liittyvästä ongelmallisuudesta. Syy laitteen suunnitteluprojektin lopettamiselle oli putkien suuret muodonmuutokset. Merkittävimmät tekijät putkien lävistämisen ongelmallisuuteen olivat niiden verrattain suuri ainevahvuus ja vaadittu reikien koko, jotka kasvattivat lävistysvoimaa yli putkien radiaalisen kantokyvyn. Toisaalta putkien ulkohalkaisijat olivat liian pieniä mahdollistamaan tarvittavan sisäpuolisen tuennan.

Työn teoriaosuudessa koottiin yhteen työstömenetelmän taustalla olevaa teoriaa ja käsiteltiin sen vaikutusta laitesuunnitteluun. Lävistystesteissä teoriaa verifioitiin käytännössä ja päähuomiot liittyivät tyynyn merkittävään rooliin lävistystapahtumassa sekä lävistysvoiman määrittämiseen. Lävistyksen tapahtuessa ilman tyynyä laskee tarvittava lävistysvoima merkittävästi alle yleisten suunnitteluohjeiden, mutta kasvattaa deformaatioita merkittävästi. Muotoiltu pistimen kärki alensi tarvittavaa lävistysvoimaa noin 20 %. Leikkausjälki kärjeltään harjakattoisella pistimellä osoittautui kuitenkin huonoksi suoritetuissa testeissä, eikä sen käyttöä voida suositella putkille ilman alapuolista tuentaa.

Elementtimenetelmän soveltamista leikkaavan työstömenetelmän mallinnuksessa testattiin ja käsiteltiin. Erot projektin alkuvaiheessa tehtyjen virheellisten FEM-analyyysien ja putken todellisen käyttäytymisen välillä selvitettiin. Pääsyinä olivat virheellinen materiaalmalli sekä rakenteen siirtymien laskentaan liittyvät liialliset yksinkertaistukset. Oikein käytettynä FEA:n mukaiset tulokset putken radiaalisesta kantokyvystä olivat hyviä.

Laitteen mekaniikkasuunnittelun tuloksena saatiin aikaan työhön soveltuva laiterakenne, joka olisi mahdollista valmistaa kohtuulliseen hintaan. Lävistimen mekaaninen rakenne luotiin 3D-mallinnuksen tasolle, jossa rakenteen toiminnalliset kysymykset ovat ratkaistut. Mekaniikkasuunnittelun seuraava vaihe olisi valmistusta varten tehtävien työkuvioiden laatiminen 3D-mallin pohjalta. Mekaniikkasuunnittelun onnistuneimpina kohtina voidaan pitää eri putkikokojen lävistykseen soveltuvaa vaihtokaulusta ja pistimen kiinnitysratkaisua sylinteriin. Pistimen laakerointi suoraan keskituentaan yksinkertaisti laiterakennetta huomattavasti. Lävistimen eri putkikoot huomioon ottava pituusvaste hyödynsi laitteen hydraulikäyttöä, jonka vuoksi paineilmajärjestelmän lisäämiseltä laitteeseen vältyttiin. Suunniteltu putkilävistin on erinomainen esimerkki laitteesta, joka on toiminnaltaan ja osamäärältään suhteellisen yksinkertainen, mutta vaatii suunnitteluvaiheessa monien ongelmakohtien ratkaisua.

Hydrauliikkasuunnittelun tuloksena saatiin aikaiseksi viisi vaihtoehtoista järjestelmäratkaisua, joiden keskinäiseen paremmuuteen vaikuttavat komponenttien hankintakustannukset sekä haluttu toiminnallinen suorituskyky. Järjestelmäversiot esitettiin mitoituslaskelmiin perustuvien hydrauliikkaavioin ja osaluetteloin. Järjestelmien toimintaa analysoitiin lisäksi simulointia hyväksi käyttäen. Simulointiohjelmiston nykytila osoittautui erityisen soveltamiskelpoiseksi työkaluksi, sillä kokonaisten hydraulijärjestelmien mallintaminen ja simulointi on nopeaa ja tulokset realistisia. Tehdyn hydrauliikkasuunnittelun perusteella voitaisiin toteuttaa komponenttihankinnat. Lisäksi venttiilisolenoidien työliikekohtaiset ohjaustaulukot laadittiin ohjauselektroniikan suunnittelua varten.

Putkilävistimen hydraulijärjestelmä mahdollistaa lähes 350 kN:n puristusvoiman sylinteriä kohden ja hydraulikoneikkoa käyttää maksimissaan 30 kW:n sähkömoottori. Tarvittava tehopiikki on hyvin hetkellinen ja järjestelmät siirtyvät työliikkeiden välissä vapaakierrolle häviöiden minimoimiseksi. Sylinterien lävistysliike tapahtuu nopeudella 40 mm/s, mikä vastaa perinteisen levytyöstön liikenopeuksia, iskun ollessa lyhyt, noin 20 mm. Sylinterien lävistysnopeus on keskeisessä osassa järjestelmän teholuokan määrittämisessä ja sähkökäytön kokoa olisi mahdollista pienentää alentamalla laitteen liikenopeuksia. Myös painevaraajaa soveltava järjestelmäversio suunniteltiin, jolloin tilavuusvirran käyttösuhte parani merkittävästi.

Putkien rei'itykseen, kuten kaikkeen valmistukseen, olisi tärkeä löytää siihen parhaiten sopiva menetelmä ja soveltaa sitä. Teräsmateriaaleja voidaan leikata lävistämisen lisäksi poraamalla, vesileikkauksen avulla tai soveltamalla termisiä menetelmiä, kuten poltto-, laser- ja plasmaleikkausta. Valintaa tehtäessä tulisi kiinnittää huomiota erityisesti tuotantomääriin ja niiden jaksottumiseen. Kyseiselle kohteelle voidaan suositeltavimpana leikkausmenetelmänä pitää laserleikkausta, jolla lämpövaikutus käsiteltävään materiaaliin on lähes olematon. Laserleikkauksen avulla päästään teräsmateriaaleilla jopa 30 mm:n ainevahvuuksiin, pienimmän mahdollisen reikäkoon ollessa halkaisijaltaan luokkaa 0,5 mm. Yleisimmän lasertyypin eli hiilidioksidi-laserin teholuokka leikattaessa ainevahvuuteen 9,5 mm asti on välillä 500 - 800 W. Laserleikkaamisen kasvava suosio ja kehitys laskevat myös tuotantolaitteiden hintoja. (S.L. Semiatin, 2006)

7. YHTEENVETO

Tässä diplomityössä tutkittiin lävistämisen soveltuvuutta teräsputkien rei'ittämiseen ja suunniteltiin tähän käyttötarkoitukseen tarkoitettu hydraulikäyttöinen putkilävistin. Suunnittelutyö jakautui mekaniikka- ja hydraulikkasuunnitteluun, joista ensimmäisessä suunnitteluratkaisujen kokonaisuutena luotiin lävistimen mekaaninen rakenne. Hydraulikkasuunnittelun tuloksena luotiin viisi eri järjestelmävaihtoehtoa, joiden arvioitiin käytettiin simulointia.

Suunnittelutehtävää pohjustettiin lävistämisen soveltamiseen ja materiaalien käyttäytymiseen keskeisesti liittyvän teorian kautta. Teoriaosuuden alussa käsiteltiin lävistämisen mekaniikkaa ja sen mallintamista fysikaalisilla malleilla. Lävistyksessä leikattavien materiaalien kuvaus käsiteltiin sekä materiaaliteknisestä että mekaniikan kontinuumimallin näkökulmasta. Lävistämisen työstöparametrien, kuten voiman ja nopeuden määrittämiseen käytettiin mekaniikan malleja. Työkalujen kulumista käsiteltiin tribologian näkökulmasta, mutta kulumismallien suora soveltaminen ilman todellista kokemuseräistä tietoa arvioitiin vaikeaksi.

Työn keskeinen vaihe oli putkinäytteille suoritettu lävistystesti, jonka avulla saadut tulokset poikkesivat merkittävästi alkuperäisistä elementtimenetelmäanalyysin antamista tuloksista. Johtuen liiallisista deformaatioista lävistettävissä putkissa menetelmä ja laite nähtiin soveltumattomaksi kyseiseen tarkoitukseen. Lävistämisen suurin ongelmakohta liittyi putken sisäpuoliseen tuentaan, jota ei kyetty toteuttamaan putkien kokoluokasta ja lävistettävien reikien sijainnista johtuen. Lävistystestien todennetut muodonmuutokset putkissa olivat seurausta putken paikallisen radiaalisen kantokyvyn ylittymisestä, mistä johtuen putkien sisäpuolinen tuenta olisi ollut lävistyksen onnistumisen kannalta välttämätön. Työn viimeisessä vaiheessa elementtimenetelmäanalyysin virheet etsittiin ja keskeisiksi ongelmiksi todettiin analyysin virheellinen materiaaalimalli sekä laskennassa tehdyt yksinkertaistukset. Oikein määriteltynä analyysin todettiin tuottavan todellisuutta vastaavia tuloksia hyvällä tarkkuudella.

Työssä käsiteltyjä putkikokoja, joissa ulkohalkaisijat vaihtelevat välillä 60 - 140 mm ja ainevahvuus välillä 2,9 - 8 mm, voidaan pitää erittäin hankalina lävistämisen kannalta. Pyöröputken sisäpuoliseen tuentaan liittyy vaatimus muotoillusta putkikohtaisesta tyyntyennasta. Tässä suhteessa putkiprofiilin ollessa esimerkiksi suorakaide, olisi tilanne lävistyksen kannalta huomattavasti edullisempi. Laitteeseen tarvittu yhtäaikaista, putken molemmin puolelta lävistys osoittautui myös ongelmalliseksi leikkuujätteen poiston kannalta, johtuen keskituennan tilaustaudesta. Toisaalta ilman reikäparien yhtäai-

kaista lävistystä laite olisi vaatinut huomattavia rakenteellisia muutoksia putken käsittelyn osalta ja nostanut hankintakustannuksia, mikä ei vastannut suunnittelutavoitteita.

Haluttaessa soveltaa lävistämistä putkien rei'ittämiseen tulisi ensimmäiseksi todentaa putken käyttäytyminen tarvittavan lävistysvoiman alaisena. Putken materiaali sekä koluokka ulkohalkaisijaltaan ja seinämän paksuudeltaan on kriittinen tekijä menetelmän soveltamisen kannalta. Elementtimenetelmä tarjoaa oikein käytettynä nopean arvion idean toimivuudesta. Analysoinnin tulokset tulisi ehdottomasti varmentaa projektin alkuvaiheessa todellisten lävistystestien avulla. Saataessa varmuus menetelmän tapauskohtaisesta soveltamiskelpoisuudesta saadaan aikaan myös suunnittelutyölle edellytykset.

LÄHTEET

A. H. Almasri, G. Z. Voyiadjis, (2007) Effect of Strain Rate on the Dynamic Hardness in Metals, *Journal of Engineering Materials and Technology*, ASME, pp. 505-512.

ANSYS Inc., (2010) Lecture 5: Rate Independent Plasticity, Customer Training Material, 56 p. Saatavissa (viitattu 24.5.2015):

http://inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301_ENME442_lab7.pdf

M. Ashby, H. Shercliff, D. Cebon, (2007) *Materials Engineering, Science, Processing and Design*, 1st Edition, Elsevier, 514 p.

N. Bay, A. Azushima, P. Groche, I. Ishibashi, M. Merklein, M. Morishita, T. Nakamura, S. Schmid, M. Yoshida, (2010) *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 59, Environmentally benign tribo-systems for metal forming, Elsevier, pp. 760-780.

T. Bryson, (2003) Producing holes in tubing, *TPJ – The Tube & Pipe Journal®*, Saatavissa (viitattu 19.2.2015):

<http://www.thefabricator.com/article/tubepipefabrication/producing-holes-in-tubing>

Dayton Lamina, (2004) *Perforating Round Tubing*, Dayton Technical, Dayton Progress Corporation, Ohio, 2 p. Saatavissa (viitattu 14.5.2015):

<http://www.daytonlamina.com/perforating-round-tubing>

T. K. Derry, T. I. Williams, (1993) *A Short History of Technology from the Earliest Times to A.D. 1900*, Oxford University Press, New York and Oxford, p. 352.

J. Fonselius, J. Rinkinen, M. Vilenius, (2008) *Koneautomaatio Hydrauliiikka II*, Tampeereen Yliopistopaino Oy – Juvenes Print Tampere, 226 s.

Z. Horita, M. Furukawa, M. Nemoto, A. J. Barnes, T. G. Langdon, (2000) *Superplastic Forming at High Strain Rates After Severe Plastic Deformation*, Elsevier Science Ltd, pp. 3633-3640.

E. Hug, H. Marouani, M. Rachik, (2005) Experimental and numerical study of ferromagnetic sheet punching: Effect of velocity, *Université de Technologie de Compiègne*, 6 p.

H. Kauranne, J. Kajaste, M. Vilenius, (2008) *Hydraulitekniikka*, WSOY Oppimateriaalilaitos Oy Helsinki, 487 s.

S. Kivioja, S. Kivivuori, P. Salonen, (2010) *Tribologia – kitka, kuluminen ja voitelu*, 6. painos, Otatieto / Gaudeamus Helsinki University Press, 346 s.

- F. Klocke, (2013) *Manufacturing Processes 4 Forming*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 516 p.
- K. Koivisto, E. Laitinen, M. Niinimäki, T. Tiainen, P. Tiilikka, J. Tuomikoski, (2004) *Konetekniikan materiaalioppi*, Edita Publishing Oy Helsinki, 336 s.
- T. Mang, W. Dresel, (2007) *Lubricants and Lubrication*, Wiley-VCH GmbH Weinheim, pp. 536-539.
- M. Merklein, J.M. Allwood, B.-A. Behrens, A. Brosius, H. Hagenah, K. Kuzman, K. Mori, A.E. Tekkaya, A. Weckenmann, (2012) *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 61, Bulk forming of sheet metal, Elsevier, pp. 725-745.
- MiSUMi Corporation, (2012) Technical Tutorial, #124 Press Forming Force (1) Blanking Force. Saatavissa (viitattu 19.2.2015): <http://www.misumi-techcentral.com/tt/en/press/2012/05/124-press-forming-force-1-blanking-force.html>
- MiSUMi Corporation, (2012) Technical Tutorial, #125 Press Forming Force (2) Blanking Sideward Force and Scrap Removing Force. Saatavissa (viitattu 19.2.2015): <http://www.misumi-techcentral.com/tt/en/press/2012/05/125-press-forming-force-2-blanking-sideward-force-and-scrap-removing-force.html>
- MiSUMi Corporation, (2012) Technical Tutorial, #131 Design of Blanking dies (4) Free Shank Design and Guide Post Length. Saatavissa (viitattu 19.2.2015): <http://www.misumi-techcentral.com/tt/en/press/2012/07/131-design-of-blanking-dies-4-free-shank-design-and-guide-post-length.html>
- R. Neugebauer, K.-D. Bouzakis, B. Denkena, F. Klocke, A. Sterzing, A.E. Tekkaya, R. Wertheim, (2011) *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 60, Velocity effects in metal forming and machining processes, Elsevier, pp. 627-650.
- S. Pajunen, (2012) MEC-2720 Elementtimenetelmän jatkokurssi, luentomoniste, 59 s.
- M. B. Peterson, W.O. Winer, (1980) *Wear Control Handbook*, (J.F. Archard, Wear Theory and Mechanisms), ASME, pp. 35-80.
- PSK 6704, Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta. Järjestelmän perussuunnittelu, PSK Standardisointiyhdistys ry, 2006, 7 s.
- PSK 6711, Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta. Tekninen erittely, PSK Standardisointiyhdistys ry, 2009, 3 s. + Liite 1: Hydraulijärjestelmän tekninen erittely.

- Rautaruukki Oyj, (2011) Kuumavalssatut teräslevyt ja kelat, Mekaaninen leikkaus, 7 s. Saatavissa (viitattu 2.2.2015): <http://www.ruukki.fi/~media/Finland/Fi-les/Terastuotteet/Kuumavalssatut%20-%20kasittelyohjeet/Ruukki-Kuumavalssatut-ter%C3%A4kset-Mekaaninen-leikkaus.pdf>
- T. Salmi, S. Pajunen, (2010) Lujuusoppi, Pressus Oy Tampere, 462 s.
- T. Salmi, S. Virtanen, (2008) Materiaalien mekaniikka, Pressus Oy Tampere, 413 s.
- SAS IP, Inc., (2011) Equivalent (von Mises), ANSYS 14.0 Help.
- S. L. Semiatin, (2006) ASM Handbook, Volume 14B – Metalworking: Sheet Forming, ASM International, 907 p.
- SFS 5803, Meistotekniikka. Leikatut, taivutetut ja syvävedetyt teräskappaleet, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2008, 10 s.
- SFS 5804, Meistotekniikka. Teräskappaleiden muotoiluohjeita, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 1996, 10 s.
- SFS-ISO 10025-3, Kuumavalssatut rakenneteräkset. Osa 3: normalisoidut ja normalisointivalssatut hitsattavat hienoraerakenneteräkset. Tekniset toimitusehdot, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2004, 45 s.
- SFS-ISO 8020, Puristintyökalut. Lieriökantaiset ohennetut pistimet, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 1987, 7 s.
- SFS-ISO 8021, Puristintyökalut. Lieriökantaiset pistimet, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 1987, 3 s.
- W. N. Sharpe, (2008) Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics, K. T. Ramesh, 33. High Strain Rate and Impact Experiments, Springer Science+Business Media, LLC New York, 1098 p.
- Smith & Associates, (1999) Hydraulic Presses C07.doc, Rev 9, 20 p. Saatavissa (viitattu 10.2.2015): <http://www.smithassoc.com/copyrighted-white-papers/papers/C07.pdf>
- S. Subramonian, T. Altan, C. Campbell, B. Ciocirlan, (2013) Determination of forces in high speed blanking using FEM and experiments, Elsevier, 19 p.
- I. Suchy, (2006) Handbook of Die Design, 2nd Edition, McGraw-Hill, 711 p.
- O. Takakuwa, Y. Kwaragi, H. Soyama, (2013) Estimation of the Yield Stress of Stainless Steel from the Vickers Hardness Taking Account of the Residual Stress, SciRes, JSEMAT, 3, pp. 262-268.

The Vauxhall Society, (2015) Joseph Bramah (1748-1815). Saatavissa (viitattu 6.5.2015): <http://www.vauxhallcivicsociety.org.uk/history/joseph-bramah-1748-1815/>

A. Totre, R. Nishad, S. Bodke, (2013) An Overview Of Factors Affecting In Blanking Processes, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, Volume 3, Issue 3, pp. 390-395.

Uddeholms AB, (2015) Tooling solutions for advanced high strength steels, 39 p. Saatavissa (viitattu 8.2.2015): <http://www.uddeholm.com/files/SB-tooling-solution-ahss-uddeholm.pdf>

UniPunch, (2000) The Hole Thing, Technical Data, p. 113. Saatavissa (viitattu 25.4.2015): <http://www.unipunch.com/products/Unipunch%20Catalog/TheHoleThing113.pdf>

R. L. Wonsetler, M. White, (2014) The use of hydraulic shock dampers to arrest the reverse load of blanking in presses, W-Technologies, Inc. Mt Carmel, 13 p. Saatavissa (viitattu 11.4.2015): <http://www.craneprosys.com/Blanking%20Shock%20Control.html>

LIITE A

Laskentadokumentti (lujuuslaskenta)

Tehtävä: Hydraulikäyttöinen putkilävistin
Suunnittelija: Joonas Hallikainen

▼ Lävistysvoima

Tässä osiossa lasketaan tarvittava lävistysvoima.

$D_h := 25\text{mm}$ Reiän halkaisija

Materiaaliparametrit:

$t := 6.3\text{mm}$ Lävistettävä ainevahvuus

$R_{m_a} := 520\text{MPa}$ Vetomurtolujuus, ala- ja yläraja
(SFS-EN 10025-3)

$R_{m_y} := 680\text{MPa}$

Tämä kerroin määrittää vetomurtolujuuden ja leikkausmurtolujuuden suhteen ja ottaa huomioon lävistysvoimaa laskettaessa tarvittavan lisävoiman johtuen esimerkiksi kitkasta:

$C_s := 0.8$ Leikkausvastuksen ja vetomurtolujuuden suhde

Lävistettävän materiaalin ollessa tasolevy:

$l_h := \pi \cdot D_h = 78.54\text{mm}$ Reiän piiri

$A_s := l_h \cdot t = 494.801\text{mm}^2$ Reiän leikkausala

Lävistettäessä putkia tulee leikkauspinta-ala tarkistaa tapauskohtaisesti pinnan kaareutumisen takia (ero muutamia prosentteja).

Lasketaan materiaalin leikkausvastus:

$k_{\min} := C_s \cdot R_{m_a} = 416\text{MPa}$ $k_{\max} := C_s \cdot R_{m_y} = 544\text{MPa}$ Leikkausvastuksen vaihteluväli

Lasketaan tarvittava leikkausvoima:

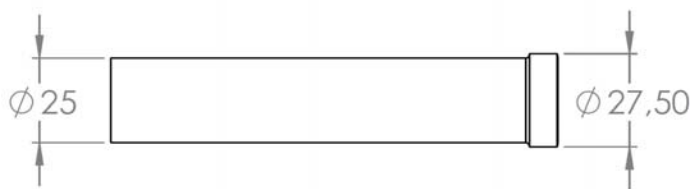
$F_{\min} := A_s \cdot k_{\min} = 205.837\text{kN}$ $F_{\max} := A_s \cdot k_{\max} = 269.172\text{kN}$ Leikkausvoiman vaihteluväli

▲ Lävistysvoima

▼ Pistimen mitoitus

Tässä osiossa tarkastellaan pistimen kuormitusta.

Oletukset: Pistin on työkaluterästä ja sen takapäässä on levennys kuvan mukaisesti.



$$N_p := 3$$

Varmuusluku

$$d_p := 25\text{mm}$$

Pistimen halkaisija

$$E_p := 210\text{GPa}$$

Pistimen kimmokerroin

Lasketaan suurin normaalijännitys pistimessä lävistyksessä (puristusta):

$$A_p := \pi \cdot \left(\frac{d_p}{2} \right)^2 = 490.874 \cdot \text{mm}^2$$

Pistimen kärjen poikkileikkausala

$$\sigma_p := \frac{F_{\max}}{A_p} = 548.352 \cdot \text{MPa}$$

Pistimen normaalijännitys

Lasketaan pistimen maksimipituus varmuusluvulla nurjahdukseen:

$$I_p := \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} = 1.917 \cdot \text{cm}^4$$

Pistimen aksiaalinen neliömomentti

$$L_{\text{pcrit}} := \frac{1}{N_p} \cdot \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E_p \cdot I_p}{F_{\max}}} = 128.082 \cdot \text{mm}$$

Kriittinen pistimen nurjahduspituus

Tarkastellaan tarvetta kovametalliselle takalevyllä pistimen taakse estämään vauriot pistinpidikkeeseen:

$$D_{p_f} := 27.5\text{mm}$$

Pistimen takapään halkaisija

$$A_{p_f} := \pi \cdot \left(\frac{D_{p_f}}{2} \right)^2 = 5.94 \cdot \text{cm}^2$$

Pistimen takapään pinta-ala

$$\sigma_{p_f} := \frac{F_{\max}}{A_{p_f}} = 453.183 \cdot \text{MPa}$$

Keskimääräinen pintajännitys pistimen takapäässä

Ilman kovametallista takalevyä vauriot pistinpidikkeeseen ovat mahdollisia.

▲ Pistimen mitoitus

▼ Keskituen kiinnitys

Tässä osiossa mitoitetaan lävistimen keskituennan ruuvi- ja kiilakiinnitys.

Oletukset: Keskirakenteessa yksi kiila keskellä. 4 pulttia keskituennan laipassa, yksi kussakin kulmassa.

$$\mu_{bp} := 0.2$$

Pohjalaatan ja keskituennan välinen kitkakerroin

$$R_{e_k} := 355\text{MPa}$$

Kiilan materiaalin myötöraja

$$R_{e_b} := 900\text{MPa}$$

Pultin myötöraja

$$N_{ck} := 3$$

Kiilaliitoksen varmuusluku

$$N_{cb} := 3$$

Pulttiliitoksen varmuusluku

$$L_k := 380 \text{ mm}$$

Kiilan pituus

$$F_{\max} := 350 \text{ kN}$$

Kuormitusvoima

$$L_{vp} := 120 \text{ mm}$$

Voimaresultantin pystysuora etäisyys
pohjalaatasta

$$L_{hp} := 125 \text{ mm}$$

Vedetyn pultin keskiön vaakasuora etäisyys
keskituen painopisteestä

$$M_p := F_{\max} \cdot L_{vp} = 4.2 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Taivutusmomentti pohjalevyn korkeudella

$$F_{tb} := \frac{M_p}{L_{hp} \cdot 2} = 168 \cdot \text{kN}$$

Yhden pultin vetokuormitus
(2 pulttia vetokuormituksen alaisena)

Lasketaan tarvittava jännityspinta-ala pulteille:

$$A_{b_min} := \frac{F_{tb}}{R_{e_b}} \cdot N_{cb} = 560 \cdot \text{mm}^2$$

Tarvittava minimipinta-ala pultissa

$$D_{b_min} := \sqrt{\frac{4 \cdot A_{b_min}}{\pi}} = 26.702 \cdot \text{mm}$$

Tarvittava kantavan pinta-alan halkaisija
pultille

Kyseinen jännityspinta-ala saavutetaan M36 koon pulteilla.

$$A_{b_t} := 817 \text{ mm}^2$$

Pulttikoon todellinen jännityspinta-ala

Mitoitetaan tarvittava kiilan leveys leikkautumista vastaan:

$$A_{s_min_k} := \frac{F_{\max}}{0.58 \cdot R_{e_k}} \cdot N_{ck} = 50.996 \cdot \text{cm}^2$$

Minimipinta-ala kiilan leikkaustasossa

$$W_k := \frac{A_{s_min_k}}{L_k} = 13.42 \cdot \text{mm}$$

Tarvittava kiilan leveys

Mitoitetaan tarvittava kiilan korkeus reunapaineen kannalta (kiilan leikkaustaso puolesta välissä korkeutta):

$$A_{p_min_k} := \frac{F_{\max}}{R_{e_k}} \cdot N_{ck} = 29.577 \cdot \text{cm}^2$$

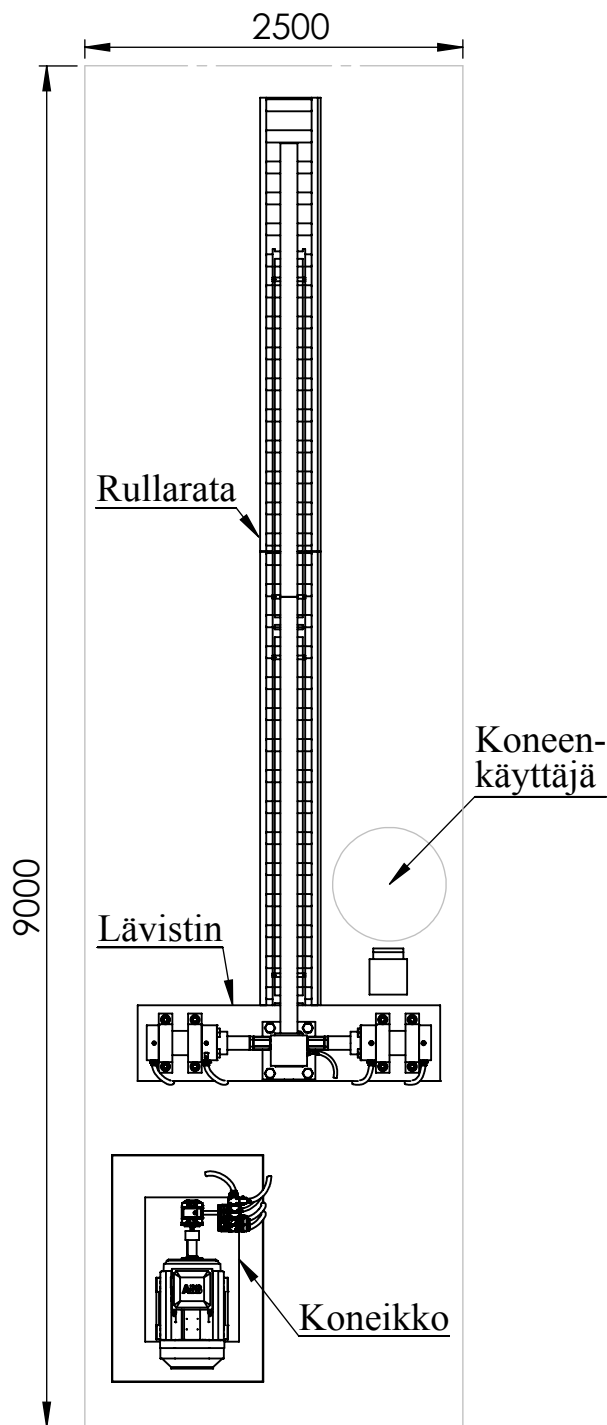
Minimipinta-ala kiilan
reunapuristuksessa

$$H_k := 2 \cdot \frac{A_{p_min_k}}{L_k} = 15.567 \cdot \text{mm}$$

Vaadittava kiilan
kokonaiskorkeus

Kiilojen koot standardoitu W x H x L (DIN 6885 A)

LIITE B: Putkilävistimen layout-kuva



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:						FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
	NAME		SIGNATURE		DATE					TITLE: Hydraulikäyttöisen putkilävistimen layout				
DRAWN	Joonas Hallikainen				26.4.2015									
CHK'D														
APPV'D														
MFG														
Q.A					MATERIAL:				DWG NO.		HKPL_Layout		A4	
					WEIGHT: 5000 kg				SCALE:1:100		SHEET 1 OF 1			

LIITE C

Laskentadokumentti (hydrauliikkasuunnittelu, järjestelmäkonsepti 1)

Tehtävä: Hydraulikäyttöinen putkilävistin
Suunnittelija: Joonas Hallikainen

▼ Toimilaite

Tässä osiossa mitoitetaan tarvittava toimilaite, valitulla järjestelmän painetasolla.

Oletukset: Sylinteri on yksivartinen, vuodoton ja mitoitusvoima on lävistysvoiman maksimi.

$$F_{\max} := 350 \text{ kN} \quad \text{Lävistysvoiman maksimi}$$

$$p_{\max} := 300 \text{ bar} \quad \text{Järjestelmän maksimipaine}$$

$$\eta_{\text{cylmh}} := 0.90 \quad \text{Sylinterin mekaaninen hyötysuhde}$$

Lasketaan lävistysliikkeessä tarvittava tehollinen pinta-ala:

$$A_{eA} := \frac{F_{\max}}{p_{\max} \cdot \eta_{\text{cylmh}}} = 129.63 \cdot \text{cm}^2 \quad \text{Sylinterin A-puolen tehollinen pinta-ala}$$

Ratkaistaan tarvittava sylinterin sisähalkaisija:

$$D_e := \sqrt{\frac{4 \cdot A_{eA}}{\pi}} = 128.472 \cdot \text{mm} \quad \text{Sylinterin sisähalkaisija}$$

Määritetään männänvarren minimihalkaisija nurjahdukseen nähden:

$$N_c := 4 \quad \text{Varmuusluku nurjahdukseen}$$

$$E_s := 210 \text{ GPa} \quad \text{Sylinterin teräksen kimmomoduuli}$$

Lasketaan minimihalkaisija olettaen Eulerin 1. nurjahdustapaus, jolloin mitoitus on konservatiivinen. Nurjahduspituus on kaksi kertaa tuentapisteiden välinen etäisyys. Arviossa iskunpituus on 150 mm ja sylinterissä jäykkä jalkakiinnitys:

$$L_s := 2 \cdot 300 \text{ mm} = 600 \cdot \text{mm} \quad \text{Männänvarren nurjahduspituus}$$

$$d := \sqrt[4]{\frac{L_s^2 \cdot 64 \cdot N_c \cdot F_{\max}}{\pi^3 \cdot E_s}} = 47.178 \cdot \text{mm} \quad \text{Männänvarren minimihalkaisija nurjahdukseen nähden}$$

Määritetään männänvarren halkaisija myös normaalijännityksen avulla:

$$\sigma_s := 100 \text{ MPa} \quad (\text{puristusta}) \quad \text{Sallittu normaalijännitys männänvarressa}$$

$$A_{\text{emv}} := \frac{F_{\max}}{\sigma_s} = 35 \cdot \text{cm}^2 \quad \text{Poikkileikkauspinta-alan minimi}$$

$$d := \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{emv}}}{\pi}} = 66.756 \cdot \text{mm}$$

Realistinen männänvarren halkaisija

Valitaan standardikoon sylinteri:

$$D := 125 \text{ mm}$$

Sylinterin sisähalkaisija

$$d := 90 \text{ mm}$$

Männänvarren halkaisija

$$A_A := \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 122.718 \cdot \text{cm}^2$$

Sylinterin A-puolen tehollinen pinta-ala

$$A_B := \pi \cdot \left[\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2 \right] = 59.101 \cdot \text{cm}^2$$

Sylinterin B-puolen tehollinen rengaspinta-ala

$$A_S := \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = 63.617 \cdot \text{cm}^2$$

Männänvarren poikkileikkausala

Valitulla standardikoon sylinterillä saavutettavat maksimivoimat:

$$F_{\text{plusmax}} := A_A \cdot p_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{cylmh}} = 331.34 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{negmax}} := A_B \cdot p_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{cylmh}} = 159.573 \cdot \text{kN}$$

(Järjestelmän todellista suorituskkyä tarkasteltaessa tulee ottaa huomioon myös paluupuolen painehäviöiden aiheuttama negatiivinen voima sylinterissä.)

Voima on riittävä valitulla sylinterillä, sillä lävistysvoiman maksimi on liioiteltu.

$$\eta_{\text{cF}} := \frac{F_{\text{negmax}}}{F_{\text{plusmax}}} = 48.16 \cdot \%$$

Sylinterin miinus- ja plus-liikkeen maksimivoimien suhde

▲ Toimilaite

▼ Hydraulipumppu ja öljysäiliö

Tässä osiossa mitoitetaan tarvittava hydraulipumppu ja öljysäiliön koko.

Oletukset: Hyötysuhteet ovat arvioita, järjestelmässä on kaksi yhtäaikaaisesti käytettävää sylinteriä.

$$n_m := 1500 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Haluttu sähkömoottorin kierrosnopeus

$$\eta_{\text{pm}} := 0.95$$

Pumpun mekaanishydraulinen hyötysuhde

$$\eta_{\text{pv}} := 0.95$$

Volumetrinen hyötysuhde

$$\eta_{\text{pt}} := \eta_{\text{pm}} \cdot \eta_{\text{pv}} = 0.903$$

Kokonaishyötysuhde

$$v_{\text{emax}} := 40 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Haluttu liikenopeus plus-liikkeessä

$$Q_{\text{emax}} := 2 \cdot v_{\text{emax}} \cdot A_A = 58.905 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Maksimitilavuusvirta kahdelle sylinterille

$$Q_{\text{ep}} := \frac{Q_{\text{emax}}}{\eta_{\text{pv}}} = 62.005 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Pumpun teoreettinen tuotto

$$V_{\text{ep}} := \frac{Q_{\text{ep}}}{n_m} = 41.337 \cdot \text{cm}^3$$

Vaadittava pumpun kierrostilavuus

Valitaan standardikoon hammaspyöräpumppu:

$$V_p := 40 \text{ cm}^3$$

Pumpun kierrostilavuus

$$Q_p := V_p \cdot n_m \cdot \eta_{\text{pv}} = 57 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Valitun pumpun todellinen tuotto

$$v_{\text{max}} := \frac{Q_p}{A_A \cdot 2} = 38.706 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Sylinterin maksiminopeus plus-liikkeessä

$$v_{\text{negmax}} := \frac{Q_p}{A_B \cdot 2} = 80.371 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Maksiminopeus miinus-liikkeessä

Suurin sylinteriltä poistuva tilavuusvirta syntyy miinus-liikkeessä. Lasketaan tilavuusvirran suuruus venttiilien maksimiläpäisyn kannalta:

$$Q_{\text{cylmax}} := v_{\text{negmax}} \cdot A_A = 59.178 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Sylinteriltä poistuva tilavuusvirta miinus-liikkeessä

Nimelliskoon 6 venttiileissä on riittävä maksimiläpäisy.

Lasketaan valitun hydraulipumpun vaatima käyttömomentin maksimi ja ottoteho:

$$T_p := \frac{p_{\text{max}} \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{pm}}} = 201.038 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Käyttömomentin maksimi

$$P_p := \frac{p_{\text{max}} \cdot Q_p}{\eta_{\text{pt}}} = 31.579 \cdot \text{kW}$$

Pumpun käyttötehon maksimi

Valitaan järjestelmään 30 kW sähkömoottori.

Öljysäiliö mitoitetaan vastaamaan kiinteän teollisuusjärjestelmän ja vakiotilavuuspumpun tarvetta. Tankin tilavuus on oltava 2...5 kertaa vakiotilavuuspumpun minuuttituotto:

$$V_{\text{tankmin}} := Q_p \cdot 2 \text{ min} = 114 \text{ L}$$

Tankin nestetilavuuden alaraja

$$V_{\text{tankmax}} := Q_p \cdot 5 \text{ min} = 285 \text{ L}$$

Tankin nestetilavuuden yläraja

Valitaan järjestelmään 200 litran tankki.

Tässä osiossa mitoitetaan järjestelmän hydrauliputket ja -letkut.

Oletukset: Mitoitus tehdään suurimman mahdollisen tilavuusvirran ja paineen mukaan.

Mitoituksessa noudatetaan hydrauliiikan yleisiä virtausnopeussuosituksia:

(250..400 bar ja > 10 l/min)

Painepuoli: 5...6 m/s

Paluuputki: 1...3 m/s

Imuputki: 0,5...1,5 m/s

(J. Fonselius, et al., Hydrauliiikka II; H. Kauranne, et al., Hydraulitekniiikka)

$$v_{\text{epp}} := 5.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Painepuolen virtausnopeus

$$v_{\text{eps}} := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Imuputken virtausnopeus

$$v_{\text{epb}} := 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Paluupuolen virtausnopeus

$$A_{\text{epp}} := \frac{Q_p}{v_{\text{epp}}} = 1.727 \cdot \text{cm}^2$$

$$d_{\text{epp}} := \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{epp}}}{\pi}} = 14.83 \cdot \text{mm}$$

Paineputken
sisähalkaisija

$$A_{\text{eps}} := \frac{Q_p}{v_{\text{eps}} \cdot \eta_{\text{pv}}} = 10 \cdot \text{cm}^2$$

$$d_{\text{eps}} := \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{eps}}}{\pi}} = 35.682 \cdot \text{mm}$$

Imuputken
sisähalkaisija

$$A_{\text{epb}} := \frac{Q_{\text{cylmax}}}{v_{\text{epb}}} = 6.575 \cdot \text{cm}^2$$

$$d_{\text{epb}} := \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{epb}}}{\pi}} = 28.934 \cdot \text{mm}$$

Paluuputken
sisähalkaisija

Valitaan standardoidut putkikoot (ulkohalkaisijan ja seinämän paksuuden mukaan):

$$D_{\text{pp}} := 30 \text{ mm}$$

Paineputken
ulkohalkaisija

$$t_{\text{pp}} := 6 \text{ mm}$$

Paineputken
seinämän paksuus

$$d_{\text{pp}} := D_{\text{pp}} - 2 \cdot t_{\text{pp}} = 18 \cdot \text{mm}$$

Paineputken sisähalkaisija

$$D_{\text{ps}} := 38 \text{ mm}$$

Imuputken
ulkohalkaisija

$$t_{\text{ps}} := 3 \text{ mm}$$

Imuputken seinämän
paksuus

$$d_{\text{ps}} := D_{\text{ps}} - 2 \cdot t_{\text{ps}} = 32 \cdot \text{mm}$$

Imuputken sisähalkaisija

$$D_{\text{pb}} := 38 \text{ mm}$$

Paluuputken
ulkohalkaisija

$$t_{\text{pb}} := 3 \text{ mm}$$

Paluuputken
seinämän paksuus

$$d_{\text{pb}} := D_{\text{pb}} - 2 \cdot t_{\text{pb}} = 32 \cdot \text{mm}$$

Paluuputken sisähalkaisija

Valitaan standardoidut letkukoot (sisähalkaisijan mukaan):

$$d_{\text{hp}} := 12.7 \text{ mm}$$

Paineletkun sisähalkaisija

$$d_{\text{hs}} := 38.1 \text{ mm}$$

Imuletkun sisähalkaisija

$$d_{hb} := 31.8 \text{ mm}$$

Paluuletkun sisähalkaisija

Tarvittavien letkujen valinta tehdään paineenkeston ja sisähalkaisijan mukaan.

▲ Putkien & letkujen mitoitus

▼ Hydraulijärjestelmän jousto

Tässä osiossa lasketaan hydraulijärjestelmän jousto lävistyksessä.

Oletukset: Hydraulijärjestelmän joustoa on tarkasteltu toimilaitteen suuntaventtiilin ja sylinterikammion välillä.

$B_o := 1500\text{MPa}$	Öljyn puristuskerroin	$B_h := 400\text{MPa}$	Letkun puristuskerroin
$p_s := 300\text{bar}$	Järjestelmän maksimipaine	$s_c := 10\text{mm}$	Sylinterin seinämän paksuus
$E_c := E_s = 210\cdot\text{GPa}$	Sylinteriteräksen kimmomoduuli	$l_h := 2\text{m}$	Letkun pituus
$E_p := E_s = 210\cdot\text{GPa}$	Putken kimmomoduuli	$s_p := 6\text{mm}$	Putken ainevahvuus
$V_h := \pi \cdot \left(\frac{d_{hp}}{2}\right)^2 \cdot l_h = 0.253 \cdot \text{L}$		Letkun öljytilavuus	
$V_c := \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot 50\text{mm} = 0.614 \text{ L}$		Sylinterin öljytilavuus	
$V_t := V_c + V_h = 0.867 \text{ L}$		Syöttöpuolen öljytilavuus venttiilin ja männän välillä	
$V_a := 0.1\% \cdot V_t = 0.867 \cdot \text{cm}^3$		Vapaan ilman määrä hydraulioöljyssä	
$B_c := \frac{E_c \cdot s_c}{D} = 16.8 \cdot \text{GPa}$		Sylinterin puristuskerroin	
$B_p := \frac{E_p \cdot s_p}{(d_{pp})} = 70 \cdot \text{GPa}$		Putken puristuskerroin	
$B_a := 1.4 \cdot p_s = 42 \cdot \text{MPa}$		Vapaan ilman puristuskerroin (adiabaattinen tilanmuutos)	

Lasketaan tarkasteltavan järjestelmäosan tehollinen puristuskerroin, kun käytetään letkuja:

$$B_e := \left(\frac{1}{B_o} + \frac{V_c}{V_t} \cdot \frac{1}{B_c} + \frac{V_h}{V_t} \cdot \frac{1}{B_h} + \frac{V_a}{V_t} \cdot \frac{1}{B_a} \right)^{-1} = 683.435 \cdot \text{MPa}$$

Järjestelmän tehollinen puristuskerroin (letkut)

Lasketaan tarkasteltavan järjestelmäosan tehollinen puristuskerroin, kun käytetään putkia:

$$B_{ep} := \left(\frac{1}{B_o} + \frac{V_c}{V_t} \cdot \frac{1}{B_c} + \frac{V_h}{V_t} \cdot \frac{1}{B_p} + \frac{V_a}{V_t} \cdot \frac{1}{B_a} \right)^{-1} = 1.357 \cdot \text{GPa}$$

Järjestelmän tehollinen puristuskerroin (putket)

Lasketaan hydraulijärjestelmän kokoonpuristuva tilavuus:

$$\Delta V_t := \frac{V_t}{B_e} \cdot p_s = 0.038 \text{ L}$$

$$\Delta V_{tp} := \frac{V_t}{B_{ep}} \cdot p_s = 0.019 \text{ L}$$

Selvitetään jouston aiheuttama liike sylinterissä:

$$\Delta x := \frac{\Delta V_t}{\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2} = 3.101 \cdot \text{mm}$$

$$\Delta x_p := \frac{\Delta V_{tp}}{\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2} = 1.561 \cdot \text{mm}$$

Letkujen käyttö lisää järjestelmän joustoa huomattavasti verrattuna teräsputkiin. Samoin merkittävä tekijä joustoon on järjestelmässä oleva vapaan ilman määrä.

▲ Hydraulijärjestelmän jousto

▼ Painehäviöt

Tässä osiossa lasketaan järjestelmän painehäviöt.

Oletukset: Painehäviöt jaetaan putkisto-osuuksilla syntyviin kitkavastushäviöihin ja komponenteissa syntyviin kertavastushäviöihin. Painehäviöt on laskettu öljyn viskositeetin ollessa nimellisarvossaan, laite on suunniteltu sisätiloihin.

$$\nu_o := 40 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Öljyn viskositeetti

$$\rho_o := 860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Öljyn tiheys

Virtauskanavien absoluuttisia pinnankarheuksia:

(H. Kauranne, et al., Hydrauliteknikka)

Saumaton tarkkuusteräsputki: Rz [mm]	0,01-0,04
Kuumavalssattu putki:	0,05-0,10
Hydrauliletku:	0,02-0,03

Putkien luokitus kitkavastushäviöiden laskennassa (d on putken sisähalkaisija):

$Re(Rz/d) < 65$	Hydraulisesti sileät putket
$65 < Re(Rz/d) < 1300$	Ylimenoalue
$1300 < Re(Rz/d)$	Hydraulisesti karheat putket

Kertavastuskertoimien ζ arvoja:

Suora putkiliitos	0,5
Kulmaliitos	1,0
Putkimutka	0,4
Putkihaara	1,0
Putken laajennus	0,5

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

Kitkavastushäviö ympyrämaiselle virtauskanavalle

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

Kertavastushäviö

Lasketaan korkeapainelinjassa syntyvä kitkavastushäviö. Tarkistetaan virtaustyyppi Reynoldsin luvun avulla:

$$L_h := 4\text{m}$$

Letkun pituus

$$v := \frac{Q_p}{\pi \cdot \left(\frac{d_{hp}}{2}\right)^2} = 7.499 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Virtausnopeus korkeapainelinjassa

$$Re := v \cdot \frac{d_{hp}}{\nu_o} = 2.381 \times 10^3$$

Reynoldsin luku (virtaus turbulenttista)

$$Re \cdot \frac{0.1\text{mm}}{d_{hp}} = 18.748 \quad (< 65)$$

Putken karheusluokan arvoalue (hydraulisesti sileä putki)

Ratkaistaan kitkavastuskerroin käyttäen Blasiuksen yhtälöä:

$$\lambda := 0.3164 \cdot Re^{-0.25} = 0.045$$

$$\Delta p_h := \lambda \cdot \frac{L_h}{d_{hp}} \cdot \frac{\rho_o}{2} \cdot v^2 = 3.45 \cdot \text{bar}$$

Painehäviö pumpulta lähtevässä korkeapainelinjassa

Toimilaittekohtaisten korkeapaineletkujen kautta kulkee puolet pumpun tuotosta, jolloin painehäviöt huomattavasti alhaisemmat.

Kertavastushäviöt korkeapainepuolella:

$$\Delta p_{sh} := 1 \cdot \frac{\rho_o}{2} \cdot v^2 = 0.242 \cdot \text{bar}$$

Kertavastushäviö putkimutkalle

Komponenttikohtaiset kertavastushäviöt muodostavat valtaosan järjestelmän painehäviöistä letkutuksen ollessa lyhyt. Kertavastushäviöt selvitetään komponenttikohtaisesti tukeutuen valmistajien antamaan dataan.

Arvio korkeapainepuolen painehäviöstä lävistysliikkeessä (4 putkimutkaa ja suuntaventtiili 5 bar):

$$\Delta p_{htot} := \Delta p_h + 4 \cdot \Delta p_{sh} + 5\text{bar} = 9.417 \cdot \text{bar}$$

Lasketaan myös paluulinjassa tapahtuva kitkavastushäviö:

$$v := \frac{Q_p}{\pi \cdot \left(\frac{d_{hb}}{2}\right)^2} = 1.196 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Virtausnopeus paluulinjassa

$$Re := v \cdot \frac{d_{hb}}{\nu_o} = 950.926$$

Reynoldsin luku (virtaus laminaarista)

$$\lambda := \frac{64}{Re} = 0.067$$

Kitkavastuskerroin

$$\Delta p_I := \lambda \cdot \frac{L_h}{d_{hb}} \cdot \frac{\rho_o}{2} \cdot v^2 = 0.052 \cdot \text{bar}$$

Painehäviö paluulinjassa

$$\Delta p_{sl} := 1 \cdot \frac{\rho_o}{2} \cdot v^2 = 6.152 \times 10^{-3} \cdot \text{bar}$$

Kertavastushäviö putkimutkalle

Arvio paluupuolen painehäviöstä lävistysliikkeessä (mukana suodatin 1,5 bar):

$$\Delta p_{ltot} := \Delta p_I + 4 \cdot \Delta p_{sl} + 5 \text{bar} + 1.5 \text{bar} = 6.577 \cdot \text{bar}$$

Painehäviöt ovat maltillisia sylinterin molemmin puolin, eivätkä aiheuta ongelmia laitteen suorituskyvyn kannalta.

$$\Delta p_{ff} := 5 \text{bar}$$

Arvio vapaakierron painehäviöstä

$$P_{pmin} := \frac{\Delta p_{ff} \cdot Q_p}{\eta_{pm}} = 500 \text{ W}$$

Arvio pumpun käyttötehosta järjestelmän ollessa vapaakierrolla

▲ Painehäviöt

▼ Lämpötarkastelu

Tässä osiossa tehdään järjestelmälle lämpötarkastelu.

Oletukset: Tarkastellaan tilannetta jossa järjestelmän vapaakierto on häiriintynyt ja järjestelmä kierrättää öljyä paineenrajoitusventtiilin kautta täydellä teholla maksimissaan 8 min ajan. Lämmönpoistoon osallistuu ainoastaan öljysäiliö.

$$Q_h := 30 \text{ kW}$$

Hukkateho

$$t := 8 \text{ min}$$

Käyntiaika vikatilassa

$$T_o := 25 \text{ °C}$$

Ympäristön lämpötila

$$A_{side} := 800 \text{ mm} \cdot 415 \text{ mm} = 0.332 \text{ m}^2$$

Säiliön sivun öljyä koskettava pinta-ala

$$A_{end} := 600 \text{ mm} \cdot 415 \text{ mm} = 0.249 \text{ m}^2$$

Säiliön päädyn öljyä koskettava pinta-ala

$$A_{tot} := 2 \cdot A_{side} + 2 \cdot A_{end} = 1.162 \text{ m}^2$$

Säiliön lämmönsiirtoon osallistuva kokonaispinta-ala

$$s_s := 4 \text{ mm}$$

Säiliön seinämän paksuus

$$\lambda_s := 46 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Säiliöteräksen lämmönjohtavuus

$$\alpha_i := 50 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Säiliön sisäpinnan lämmönsiirtymiskerroin

$$\alpha_o := 10 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Säiliön ulkopinnan lämmönsiirtymiskerroin

$$C_o := 2000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Öljyn ominaislämpökapasiteetti

Lasketaan lämmönläpäisykerroin säiliön läpi:

$$k := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_o}} = 8.327 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \text{Lämmönläpäisykerroin}$$

Ratkaistaan lämpötilan muutos ajan funktiona:

$$b := \frac{k \cdot A_{\text{tot}}}{2001 \cdot \rho_o \cdot C_o} = 2.813 \times 10^{-5} \frac{1}{\text{s}} \quad \text{Eksponentti parametri}$$

$$\Delta T := \frac{Q_h}{k \cdot A_{\text{tot}}} \cdot (1 - e^{-b \cdot t}) = 41.579 \text{ K} \quad \text{Lämpötilan nousu vikatilassa käyntiajan kuluttua}$$

$$T_{\text{max}} := T_o + \Delta T = 66.579 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{Öljyn maksimilämpötila}$$

Järjestelmään suunniteltu säiliö on riittävä, eikä erilliselle jäähdyttimelle ole tarvetta.

▲ Lämpötarkastelu

▼ Järjestelmän käyttösuhte

Tässä osiossa lasketaan järjestelmän tilavuusvirran käyttösuhte standardin PSK 6704 mukaisesti.

Oletukset: Työkierto koostuu putken hausta ja asettamisesta laitteeseen, ensimmäisen reikäparin lävistämisestä, pituusrajan säädöstä ja toisen reikäparin lävistyksestä. Lopuksi putki poistetaan laitteesta. (Työkierron vaiheiden ajalliset kestot karkeita arvioita.)

Työkierron vaiheiden ajalliset kestot:

$t_1 := 3\text{s}$	Lävistysliike + paluuliike	$t_2 := 5\text{s}$	Päätyvasteen asetusaika
$t_3 := 30\text{s}$	Putken haku ja syöttö	$t_4 := 20\text{s}$	Putken poisto

Lasketaan työkierrossa tarvittava keskimääräinen tilavuusvirta:

$$Q_{\text{av}} := \frac{t_3 \cdot 0 + t_1 \cdot Q_p + t_2 \cdot 0 + t_1 \cdot Q_p + t_4 \cdot 0}{t_3 + 2 \cdot t_1 + t_2 + t_4} = 5.607 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

$$\eta_k := \frac{Q_{\text{av}}}{Q_p} = 9.836 \cdot \% \quad \text{Järjestelmän käyttösuhte}$$

Järjestelmän käyttösuhte on alhainen (< 30 %) ja painevaraajan käyttöä vakiokierrostilavuuspumpun rinnalla tulisi harkita.

▲ Järjestelmän käyttösuhte

LIITE D

Laskentadokumentti (hydrauliikkasuunnittelu, järjestelmäkonsepti 5)

Tehtävä: Hydraulikäyttöinen putkilävistin
Suunnittelija: Joonas Hallikainen

☑ Paineakun mitoitus

Tässä osiossa mitoitetaan tarvittava hydraulipumppu ja paineakku.

Oletukset: Sylinterien liikenopeus, lävistysvoima ja järjestelmän maksimipainetaso sama kuin vaihtoehtoisissa järjestelmäkonsepteissa.

$$n_m := 1500 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Moottorin kierrosnopeus

$$\eta_{pv} := 0.95$$

Pumpun volumetrinen hyötysuhde

$$F_{\max} := 350 \text{ kN}$$

Lävistysvoiman maksimi

$$\eta_{cylmh} := 0.9$$

Sylinterin mekaanishydraulinen hyötysuhde

$$s_a := 50 \text{ mm}$$

Sylinteriltä vaadittava liikematka lävistyksessä

$$v := 40 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Sylinterin liikenopeus lävistysliikkeessä

$$p_3 := 300 \text{ bar}$$

Paineakun suurin käyttöpaine

$$\kappa := 1.4$$

Adiabaattivakio

Koska paineakun suurin käyttöpaine vastaa järjestelmän maksimipainetasoa valitaan suurempi sylinterikoko:

$$D_a := 160 \text{ mm}$$

Standardikoon sylinterimitat

$$d_a := 110 \text{ mm}$$

$$A_A := \pi \cdot \left(\frac{D_a}{2} \right)^2 = 201.062 \cdot \text{cm}^2$$

Sylinterin A-kammion tehollinen pinta-ala

$$A_{Ba} := A_A - \pi \cdot \left(\frac{d_a}{2} \right)^2 = 106.029 \cdot \text{cm}^2$$

B-kammion tehollinen pinta-ala

Valitaan paineakun rinnalle pumppu:

$$V_{pa} := 20 \text{ cm}^3$$

Pumpun kierrostilavuus

$$Q_p := V_{pa} \cdot n_m \cdot \eta_{pv} = 28.5 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Pumpun tuotto

$$Q_{\max} := 2 \cdot A_A \cdot v = 96.51 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Tarvittava kokonaistilavuusvirta

$$Q_{acc} := Q_{max} - Q_p = 68.01 \cdot \frac{1}{min}$$

Paineakulta tarvittava tilavuusvirta

$$\Delta V_e := 2 \cdot A_A \cdot s_a + 2 \cdot A_{Ba} \cdot s_a = 3.071 \text{ L}$$

Tarvittava öljytilavuus työliikkeisiin

$$\Delta V_{ecut} := 2 \cdot A_A \cdot s_a = 2.011 \text{ L}$$

Tarvittava öljytilavuus plus-liikkeeseen

$$\Delta V_{eout} := \Delta V_e - \Delta V_{ecut} = 1.06 \text{ L}$$

Tarvittava öljytilavuus miinus-liikkeeseen

$$t_{cut} := \frac{\Delta V_{ecut}}{Q_{max}} = 1.25 \text{ s}$$

Plus-liikkeeseen kuluva aika

$$t_{out} := \frac{\Delta V_{eout}}{Q_{max}} = 0.659 \text{ s}$$

Miinus-liikkeeseen kuluva aika

Paineakulta tarvittava tilavuus:

$$\Delta V_{acc} := \Delta V_e - Q_p \cdot (t_{cut} + t_{out}) = 2.164 \text{ L}$$

$$t_{load} := \frac{\Delta V_{acc}}{Q_p} = 4.556 \text{ s}$$

Akun lataamiseen kuluva aika

$$p_{cut} := \frac{F_{max}}{A_A \cdot \eta_{cylmh}} = 193.417 \cdot \text{bar}$$

Lävistyksessä tarvittava painetaso sylinterillä

$$\Delta p_w := 40 \text{ bar}$$

Sylinterin miinus-liikkeeseen varattu painetason muutos akussa

$$p_2 := p_{cut} - \Delta p_w = 153.417 \cdot \text{bar}$$

Alin käyttöpain

$$p_1 := 0.9 \cdot p_2 = 138.076 \cdot \text{bar}$$

Akun esitäyttöpaine

$$\frac{p_2}{p_3} = 0.511$$

Käyttöpain

Tarkistetaan tilanmuutoksen korjauskerroin (H. Kauranne, et al. 2008):

$$C_{ac} := 0.79 \quad (\text{adiabaattinen})$$

Korjauskerroin reaaliakaasuille

$$p \cdot V^\kappa = p \cdot V^\kappa$$

Idealiakaasun tilayhtälö

Lasketaan esitäyttöpainetta vastaava akun nimelliskoko:

$$V_{1e} := \Delta V_{acc} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]^{-1} = 6.13 \text{ L}$$

$$V_{1er} := \frac{V_{1e}}{C_{ac}} = 7.76 \text{ L}$$

Akun todellinen tarvittava nimellistilavuus

Valitaan järjestelmään huomattavasti vaadittua suurempi 10 litran paineakku:

$$V_1 := 9.2\text{L}$$

Esitäyttöpainetta vastaava kaasutilavuus
(valmistajakohtainen)

Tarkistetaan akkuvalinta:

$$V_{2g} := V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 8.533\text{ L}$$

Alinta käyttöpainetta vastaava kaasutilavuus

$$V_{3g} := V_{2g} \cdot \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 5.285\text{ L}$$

Korkeinta käyttöpainetta vastaava kaasutilavuus

$$\Delta V := V_{2g} - V_{3g} = 3.248\text{ L}$$

Käytettävissä oleva öljytilavuus

Laaditaan kuvaaja akkupaineesta kaasutilavuuden funktiona:

$$V_{2f} := V_{2g}, 8.53\text{L} .. V_{3g}$$

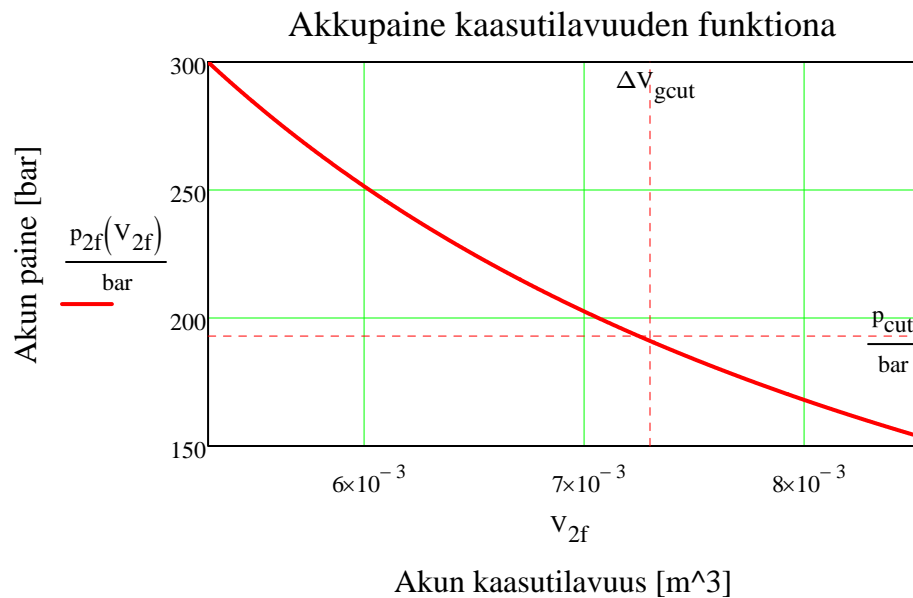
Akun kaasutilavuuden vaihteluväli

$$p_{2f}(V_{2f}) := \frac{p_3 \cdot (V_{3g})^{1.4}}{V_{2f}^{1.4}}$$

Akkupaineen funktio

Lasketaan plus-liikkeen loppuhetken kaasutilavuus (esitetty kuvaajassa):

$$\Delta V_{\text{gcut}} := \frac{V_{3g} + \Delta V_{\text{ecut}}}{m^3} = 7.296 \times 10^{-3}$$



$$F_{\text{negmaxa}} := A_{\text{Ba}} \cdot p_{2f}(V_{2g}) = 162.667 \cdot \text{kN} \quad \text{Miinus-liikkeen voimakapasiteetin minimi}$$

Pumpun kierrostilavuuden pienentyessä selvittää pienemmällä öljysäiliöllä:

$$Q_p \cdot 2\text{min} = 57 \text{ L}$$

Tankin nestetilavuuden vaihteluväli

$$Q_p \cdot 5\text{min} = 142.5 \text{ L}$$

Valitaan järjestelmään 100 litran öljysäiliö.